



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

# **ANALISIS PENGANTIAN PRE-COOLER UNTUK TURBIN GAS**

**(STUDI KASUS PADA PLTG 3 ALSTOM DI PT. PLN (PERSERO)  
SEKTOR KERAMASAN PALEMBANG, SUMATERA SELATAN)**

**ANGGI RAYMOND OCTORIUS PARDEDE  
NRP 2111 100 092**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN ITS  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016**



**UNDEGRADUATE THESIS - TM 141585**

# **REPLACEMENT ANALYSIS OF PRE-COOLER FOR GAS TURBINE**

**(CASE STUDY IN PLTG 3 ALSTOM AT PT. PLN (PERSERO)  
SEKTOR KERAMASAN PALEMBANG, SOUTH SUMATRA)**

**ANGGI RAYMOND OCTORIUS PARDEDE  
NRP 2111 100 092**

**Academic Advisor  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2016**

**ANALISIS PENGGANTIAN PRE-COOLER UNTUK  
TURBIN GAS (STUDI KASUS PLTG 3 ALSTOM PT. PLN  
(PERSERO) SEKTOR KERAMASAN – PALEMBANG,  
SUMATERA SELATAN**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ANGGI RAYMOND OCTORIUS PARDEDE**

NRP. 2111 100 092

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME ..... (Pembimbing)  
(NIP. 195312191981031001)
2. Prof.Dr.Eng. Prabowo, M.Eng. ..... (Penguji I )  
(NIP. 196505051990031005)
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT ..... (Penguji II)  
(NIP. 119710405197021001)
4. Ary Bachtiar Khrisna P., ST, MT, Ph.D ..... (Penguji III)  
(NIP. 197105241997021001)



**JULI, 2016**

**ANALISIS PENGGANTIAN PRE-COOLER UNTUK  
TURBIN GAS  
(STUDI KASUS PADA PLTG 3 ALSTOM DI PT. PLN  
(PERSERO) SEKTOR PEMBANGKITAN  
PENGENDALIAN KERAMASAN, SUMATERA SELATAN)**

**Nama** : Anggi Raymond Octorius Pardede  
**NRP** : 2111100092  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
ME.

*Pre-cooler* merupakan salah satu komponen alat penukar kalor yang penting dalam sistem pembangkit listrik tenaga gas. Seperti prinsip alat penukar kalor pada umumnya, *pre-cooler* berfungsi untuk menurunkan temperatur udara dari *Compressor Discharge Pressure* (CDP). Udara tersebut akan dimanfaatkan sebagai pengabut bahan bakar dan pendingin *fuel nozzle*. Atomisasi bahan bakar berfungsi untuk menghasilkan proses pembakaran yang bagus, sedangkan pendinginan *fuel nozzle* diperlukan agar *nozzle* tidak mengalami kerusakan sehingga *nozzle* memiliki waktu operasi yang lama. Pada pola operasi yang kontinu, *pre-cooler* memiliki modus kegagalan yaitu mengalami kebocoran yang diakibatkan pengikisan oleh fluida kerja dan getaran yang berlebih. Ketidakefisien suatu alat dapat menyebabkan kerugian energi yang besar, seperti biaya produksi meningkat dan menurunnya kualitas produksi. Oleh karena itu, perlu dilakukan *redesign pre-cooler* agar tidak terjadi penurunan performa.

Pada penelitian tugas akhir ini, penggantian *pre-cooler* dilakukan dengan merancang ulang *pre-cooler* dengan 3 jenis heat exchanger, yaitu *shell-and-tube*, *plate-fin*, dan *circular finned tube*. Redesign dilakukan dengan analisis perpindahan panas. Variabel yang divariasikan adalah geometri masing-masing tipe

*pre-cooler*. *Pitch ratio* dan *baffle spacing* digunakan sebagai variasi geometri untuk *shell-and-tube*, sedangkan *circular finned tube* menggunakan variasi *surface designation* yang diambil dari buku M. Kays dan W. London. Batasan atau constraint yang ditentukan untuk *pre-cooler* tipe *compact* adalah volume ruang penempatan *pre-cooler*. Metode yang digunakan dalam perancangan adalah metode NTU dan LMTD yang meliputi perhitungan perpindahan panas untuk fluida sisi eksternal dan internal, perhitungan area perpindahan panas, *heat transfer actual*, *overall heat transfer coefficient*, dan efektivitas.

Berdasarkan hasil penelitian, didapatkan bahwa pada *existing pre-cooler*, nilai efektivitas sebesar 0.592 dan *number of transfer unit* sebesar 1.01. Desain optimum hasil rancangan *pre-cooler* dengan tipe *shell and tube* terdapat pada variasi *pitch ratio* 1.25 dan *baffle spacing*  $0.2 ID_{\text{shell}}$ . Sedangkan desain optimum tipe *circular finned tube* terdapat pada konfigurasi CF-8.7-5/8J(a). Berdasarkan komparasi kedua tipe, *circular finned tube* memiliki kemampuan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan *shell and tube*. Hal tersebut ditunjukkan melalui efektivitas *circular finned tube* sebesar 0.7, sedangkan *shell and tube* memiliki efektivitas 0.63.

**Kata kunci:** *Pre-cooler; re-design; LMTD; NTU; shell and tube heat exchanger; circular finned tube heat exchanger; effectiveness.*

**REPLACEMENT ANALYSIS OF PRE-COOLER FOR GAS  
TURBINE  
(CASE STUDY IN PLTG 3 ALSTOM AT PT. PLN  
(PERSERO) SEKTOR PENGENDALIAN  
PEMBANGKITAN KERAMASAN, SOUTH SUMATRA)**

<b>Name</b>	<b>: Anggi Raymond Octorius Pardede</b>
<b>NRP</b>	<b>: 2111100092</b>
<b>Department</b>	<b>: Teknik Mesin FTI-ITS</b>
<b>Academic advisor</b>	<b>: Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME</b>

Pre-cooler is a heat exchanger device in the gas turbine power plant that used to lowering the temperature of discharge air from the compressor. Cooled air will be used to atomise the fuel in a combustor as well as a coolant for fuel nozzle. The atomization process aims to produce a better fuel firing quality, whereas the cooling process of fuel nozzle intended to maintain the nozzle from breakdown as a result of protracted operational time. Insufficiency of an installation could cause a system failure. It is, therefore, one of the means to prevent the degradation of performance of the device, pre-cooler needed to be replaced in such a way and analysed thoroughly.

In this research, replacement of pre-cooler is done by redesigning into three kinds of heat exchangers, which are shell and tube and circular finned tube. In designing the pre-cooler for shell and tube type, baffle spacing and pitch diameter are the discrete variables. Whilst, for the circular finned tube type, is varied by its surface designations. The analysis that used in this research uses heat transfer analysis through LMTD and NTU method. Each type of heat exchangers varied by its surface designations. These methods are used to obtain heat transfer for both of the fluids, heat transfer areas, overall heat transfer

coefficient, and effectiveness. Furthermore, in this research, pressure drops is also being analyzed for both of the types.

From the research regarding existing pre-cooler, through NTU method analysis, the effectiveness of its pre-cooler is of 0.592 and Number of Transfer Unit is of 1.01. The optimum design from the new design pre-cooler with shell and tube type is obtained at variation of pitch ratio of 1.25 and baffle spacing of  $0.2 ID_{shell}$ . Meanwhile, the optimum design for circular finned tube is at configuration of CF-8.7-5/8J(a). Based on the results of the comparison of both pre-cooler, circular finned tube has a better quality in heat transfer. It can be shown by its effectiveness value of 0.7, whilst the *shell and tube* has 0.63 of its effectiveness.

**Keyword: Pre-cooler; re-design; LMTD; NTU; shell and tube heat exchanger; circular finned tube heat exchanger; effectiveness.**



## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>ABSTRAK</b>	i
<b>DAFTAR ISI</b>	ii
<b>DAFTAR TABEL</b>	iv
<b>DAFTAR SIMBOL</b>	v
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	2
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	3
2.1 Penelitian Terdahulu	3
2.2 Sistem Pendinginan PLTG	7
2.3 Alat Penukar Kalor	9
2.3.1 Shell and tube heat exchanger	9
2.3.2 Extended Surface Heat Exchanger	11
2.4. Komparasi Alat Penukar Kalor	19
2.5 Tinjauan Perpindahan Panas	19
2.5.1 Konsep Perpindahan Panas secara Umum	19
2.5.2. Metode Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)	20
2.5.3 Tinjauan perpindahan panas pada Shell-and-tube	22
2.5.4 Tinjauan Perpindahan Panas pada Plate Fin Heat Exchanger	24
2.5.5 Perpindahan panas pada Tube Fin Heat Exchanger	27
2.6 Overall Heat Transfer Coefficient	29
2.7 Menghitung performa heat exchanger dengan metode NTU	30
2.8 Penurunan Tekanan (Pressure Drop)	30
2.8.1 Pressure Drop pada Shell and Tube	30



2.8.3 Pressure Drop pada Tube Fin Heat Exchanger.....	33
<b>BAB III METODOLOGI</b> .....	34
3.1 Pengambilan Data.....	34
3.2 Analisis Evaluasi Performa Existing Pre-cooler.....	34
3.3 Analisis Perancangan Pre-cooler.....	34
3.3.1 Perancangan Pre-cooler dengan Metode $\Delta T_{LMTD}$ .....	34
3.4 Flowchart Penelitian.....	35
3.5 Flowchart Perhitungan Metode NTU.....	36
3.6 Flowchart Re-design Shell and Tube dengan Metode LMTD .....	38
3.7 Flowchart Perhitungan Re-design Circular Finned Tube dengan Metode LMTD.....	46
3.8 Flowchart Re-design Plate Fin Tube Heat Exchanger dengan Metode LMTD.....	52
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b> .....	57
4.1 Skema dan Kondisi Operasi Pre-cooler.....	57
4.2 Analisis Performa Eksisting Precooler dengan Metode NTU.....	59
4.2.1 Effectiveness.....	59
4.2.2 Number of Transfer Unit (NTU) .....	60
4.2.3 Overall Heat Transfer Coefficient (UA) .....	61
4.3 Redesign Shell and Tube berdasarkan Rekomendasi Perusahaan dengan Metode $\Delta T_{LM}$ .....	61
4.3.1 Data Pre-cooler.....	61
4.3.2 Perhitungan Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik ( $\Delta T_{LM}$ ) .....	62
4.3.3 Analisis Perpindahan Panas dan Pressure Drop pada Sisi Internal (tube) .....	62
4.3.4 Analisis Perpindahan Panas dalam Shell.....	65
4.3.5 Overall Heat Transfer Coefficient.....	70
4.3.6 Evaluasi Pre-cooler tipe Shell and Tube.....	70
4.5 Perancangan Pre-cooler dengan tipe Circular Finned Tube Heat Exchanger .....	95
4.5.1 Analisis Perpindahan Panas sisi Internal.....	99

4.5.2 Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksterna.....	100
4.5.3 Evaluasi Heat Exchanger.....	104
4.6 Rangkuman.....	111
<b>BAB V</b>	
<b>PENUTUP</b> .....	116
5.1 Kesimpulan.....	116
5.2 Saran.....	116
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	117
<b>LAMPIRAN</b> .....	118

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Instalasi PLTU PT. PJB UP Gresik .....	1
Gambar 1.2	Kondensor PT. PJB UP Gresik .....	2
Gambar 2.1	Kondensor Permukaan .....	7
Gambar 2.2	Siklus PLTU dan T-S Diagram.....	8
Gambar 2.3	<i>Control Volume</i> Pada Kondensor.....	9
Gambar 2.4	Aliran Fluida Melintasi (a) <i>Staggered Tube Bank</i> Dan (b) <i>Aligned Tube Bank</i> .....	10
Gambar 2.5	<i>Overall Heat Transfer</i> Tanpa <i>Fouling</i> Pada Satu <i>Tube</i> .....	15
Gambar 2.6	<i>Effectiveness Of Heat Exchanger Shell And Tube Heat Exchanger With One Shell And Any Multiple Of Two Tube Passes (Two, Four, Etc..., Tube Passes)</i> .....	17
Gambar 2.7	<i>Fouling</i> Pada Bagian <i>Tube</i> .....	18
Gambar 2.8	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Dengan Adanya <i>Fouling</i> .....	19
Gambar 2.9	Kurva Performansi Kondensor.....	20
Gambar 2.10	<i>Plugging</i> Pada <i>Tube</i> Kondensor.....	22
Gambar 2.11	Grafik (a) <i>Effectiveness</i> Unit 3 Dan 4 (b) NTU Unit 3 Dan 4 .....	24
Gambar 2.12	Grafik Pembiayaan Setiap Tahun.....	25
Gambar 2.13	Gambar Ilustrasi Dari Konsep Amplop ( <i>Envelope Concept</i> ).....	26
Gambar 2.14	Grafik Pengaruh <i>Reynolds Number</i> Terhadap Koeffisien Konveksi Dan <i>Pressure Drop</i> .....	27
Gambar 2.15	Kondensor PT. PJB UP Gresik .....	28
Gambar 3.1	Proses Pembangkit Listrik Tenaga Uap (a) T-S Diagram (b) .....	32
Gambar 3.2	<i>Control Volume</i> Pada Kondensor.....	32

Gambar 3.3	Kondensor Dengan 2 Luan.....	33
Gambar 3.4	T-X Diagram Pada Kondensor.....	34
Gambar 3.5	NTU Dan <i>Effectiveness</i> Sebelum Dan Sesudah Adanya <i>Plugging</i> .....	38
Gambar 4.1	<i>Control Volume</i> Kondensor .....	45
Gambar 4.2	T-S Diagram Pada Kondensor .....	46
Gambar 4.3	T-x Diagram Pada Kondensor .....	48
Gambar 4.4	Grafik Pengaruh <i>Reynolds Number</i> Terhadap Koefisien Konveksi dan <i>Pressure Drop</i> Pada Sisi Internal .....	52
Gambar 4.5	Gambar <i>Layout</i> Susunan <i>Tube</i> .....	53
Gambar 4.6	<i>Overall Heat Transfer</i> Tanpa <i>Fouling</i> Pada Satu Tube .....	56
Gambar 4.7	Grafik Pengaruh Prosentase <i>Plugging</i> Terhadap Koefisien Konveksi Dan <i>Pressure</i> <i>Drop</i> .....	64
Gambar 4.8	Grafik Pengaruh Prosentase <i>Plugging</i> Terhadap NTU dan $\epsilon$ .....	65
Gambar 4.9	Grafik Pengaruh Prosentase <i>Fouling</i> Terhadap Koefisien Konveksi Dan <i>Pressure Drop</i> .....	66
Gambar 4.10	Grafik Pengaruh Prosentase <i>Fouling</i> Terhadap NTU dan $\epsilon$ .....	67
Gambar 4.11	Kurva Performansi Kondensor.....	69
Gambar 4.12	Grafik Pengaruh Prosentase <i>Plugging</i> Terhadap Temperatur <i>Steam Out</i> ( $T_{ho}$ ).....	71

*(halaman sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konfigurasi Geometri Fin.....	3
Tabel 2.2 Komparasi Tipe Alat Penukar Kalor.....	19
Tabel 4.1 Sifat fluida kerja sisi shell.....	58
Tabel 4.2 Sifat fluida kerja sisi tube.....	58
Tabel 4.3 Data geometri shell and tube.....	61
Tabel 4.4 Spesifikasi tube pada pre-cooler.....	62
Tabel 4.5 Variasi pitch ratio.....	63
Tabel 4.6 Hasil perhitungan perpindahan panas sisi tube.....	65
Tabel 4.7 Variasi baffle spacing.....	65
Tabel 4.8 Hasil perhitungan perpindahan panas sisi shell.....	69
Tabel 4.9 Hasil perhitungan laju perpindahan panas pre-cooler..	72
Tabel 4.10 Hasil Perhitungan Pressure Drop sisi eksternal dan internal.....	77
Tabel 4.12 Properties Fluida Kerja.....	82
Tabel 4.13 Geometri Fin berdasarkan M. Kays dan London.....	82
Tabel 4.14 Parameter yang ditentukan.....	82
Tabel 4.15 Hasil perhitungan laju perpindahan panas pre-cooler	89
Tabel 4.16 Hasil perhitungan pressure drop pada pre-cooler....	92
Tabel 4.17 Properties Fluida Kerja.....	95
Tabel 4.18 Data Variasi Geometri Circular Finned Tube.....	97
Tabel 4.19 Jumlah tube dan fin untuk setiap surface designation. ....	99
Tabel 4.20 Hasil perhitungan laju perpindahan panas pre-cooler.....	105
Tabel 4.21 Hasil perhitungan pressure drop pada pre-cooler...	108

*(halaman sengaja dikosongkan)*



## DAFTAR SIMBOL

### *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER*

<i>Symbol</i>	<i>Quantity or parameter</i>	<i>Units</i>
$A_o$	<i>heat transfer area based on outside tube area</i>	$m^2$
$B_c$	<i>baffle cut</i>	%
$C$	<i>clearance between pitch and diameter</i>	
$C_c, C_h$	<i>heat capacity</i>	W/K
$C_p$	<i>specific heat capacity</i>	J/kgK
$D_e$	<i>equivalent diameter</i>	m
$D_i$	<i>inlet tube diameter</i>	m
$D_o$	<i>outlet tube diameter</i>	m
$D_s$	<i>inside shell diameter</i>	m
$f$	<i>friction factor</i>	
$F_{1,2,3}$	<i>correction factor for heat transfer area</i>	
$F$	<i>correction factor for <math>\Delta T_{LM}</math></i>	
$F_{sbp}$	<i>ratio of bypass to cross-flow area</i>	
$F_w, F_c$	<i>fraction of tubes in one baffle window</i>	
$G$	<i>Maximum Mass Velocity</i>	$kg/m^2s$
$J_b$	<i>bundle bypass correction factor for heat transfer</i>	
$J_c$	<i>segmental baffle window correctio factor for heat transfer</i>	
$J_l$	<i>baffle leakage correction factor for heat transfer</i>	
$J_r$	<i>laminar-flow heat transfer correction factor</i>	
$J_s$	<i>correction factor for unequal end baffle spacing</i>	
$k$	<i>thermal conductivity</i>	W/mK
$k$	<i>loss coefficient</i>	
$\dot{m}$	<i>mass flowrate</i>	kg/s
$N_b$	<i>number of baffles</i>	
$N_{ss}$	<i>number of sealing strips</i>	
$N_{tcw}$	<i>number of tube rows crossed between baffle tips</i>	

$N_{tp}$	<i>number of tube passes</i>	
$P_s, P_t$	<i>shell-side and tube-side operating pressure</i>	Pa
$Pr$	<i>Prandtl number</i>	
$Q_{act}$	<i>heat duty of an exchanger actually delivered</i>	W
$Q_{req}$	<i>required heat duty of an exchanger</i>	W
$S_b$	<i>bypass area between shell and tube bundle</i>	m <sup>2</sup>
$S_c$	<i>cutoff area for calculation of tube count</i>	m <sup>2</sup>
$S_m$	<i>cross-flow area near shell centerline</i>	m <sup>2</sup>
$S_{sb}$	<i>leakage area, shell to baffle</i>	m <sup>2</sup>
$S_{tb}$	<i>leakage area, tube to baffle hole in one baffle</i>	m <sup>2</sup>
$S_w$	<i>cross-flow area through one baffle window</i>	m <sup>2</sup>
$S_{wg}$	<i>baffle window area without tubes</i>	m <sup>2</sup>
$S_{wt}$	<i>area occupied of tubes in one baffle window</i>	m <sup>2</sup>
$T_{s,avg}$	<i>average temperature of the fluids</i>	K
$T_{si}, T_{so}$	<i>shell-side temperature inlet and outlet</i>	K
$T_{ti}, T_{to}$	<i>tube-side temperature inlet and outlet</i>	K
$T_w$	<i>temperature at tube wall</i>	K
$U_o$	<i>overall heat transfer coefficient</i>	W/m <sup>2</sup> K
$V$	<i>fluid velocity</i>	m/s

### ***Greek letter***

<i>Symbol</i>	<i>Quantity or parameter</i>	<i>Units</i>
$\Delta P_{b,I}$	<i>pressure drops in cross flow between baffle based on ideal tube banks</i>	Pa
$\Delta P_c$	<i>pressure drop in cross flow between based on segmental baffle</i>	Pa
$\Delta P_w$	<i>pressure drop in window of segmentally baffled exchanger</i>	Pa
$\Delta T_{LM}$	<i>logarithmic mean temperature difference</i>	K
$\epsilon$	<i>effectiveness</i>	

## **CIRCULAR FINNED TUBE HEAT EXCHANGER**

<i>Symbol</i>	<i>Quantity or parameter</i>	<i>Units</i>
$A$	<i>total heat transfer area</i>	$\text{m}^2$
$A_p$	<i>primary heat transfer area (tube)</i>	$\text{m}^2$
$A_{ff}$	<i>minimum free flow area</i>	$\text{m}^2$
$A_{fr}$	<i>Frontal Area</i>	$\text{m}^2$
$A_f$	<i>secondary heat transfer area (fin)</i>	$\text{m}^2$
$C_c$	<i>heat capacity of cold fluid</i>	W/K
$C_h$	<i>heat capacity of hot fluid</i>	W/K
$C_p$	<i>specific capacity of the fluid</i>	J/kg.K
$C_r$	<i>heat capacity Ratio</i>	
$D$	<i>tube diameter</i>	m
$D_f$	<i>fin diameter</i>	m
$D_h$	<i>hydraulic diameter</i>	m
$e$	<i>tube roughness</i>	
$F$	<i>correction factor for logarithmic mean temperature difference</i>	
$f$	<i>friction factor</i>	
$G$	<i>maximum mass velocity</i>	$\text{kg/m}^2\text{s}$
$h_c$	<i>heat transfer coefficient of internal fluid</i>	$\text{W/m}^2\text{K}$
$h_h$	<i>heat transfer coefficient eksternal fluid</i>	$\text{W/m}^2\text{K}$
$J_H$	<i>colburn J factor</i>	
$k$	<i>thermal conductivity</i>	W/K
$k$	<i>entrance/exit loss coefficient</i>	
$L_{HE}$	<i>heat exchanger length</i>	m
$L_T$	<i>tube length</i>	m
$\dot{m}_c$	<i>mass flowrate of cold fluid</i>	kg/s
$\dot{m}_h$	<i>mass flowrate of hot fluid</i>	kg/s
$M$	<i>fin parameter</i>	$\text{m}^{-1}$
$N_T$	<i>number of tubes</i>	
$Nu$	<i>Nusselt number</i>	
$Prc$	<i>Prandlt</i>	

<i>Symbol</i>	<i>Quantity or parameter</i>	<i>Units</i>
$q_{act}$	actual heat transfer	W
$q_{max}$	maximum heat transfer	W
$R_{f_c}$	fouling factor of cold fluid	m <sup>2</sup> K/W
$R_{f_h}$	fouling factor of hot fluid	m <sup>2</sup> K/W
$Re_c$	Reynolds number of cold fluid	
$Re_h$	Reynolds number of hot fluid	
$R_w$	wall conduction Resistance	m <sup>2</sup> K/W
$T_{ci}$	cold fluid inlet temperature	K
$T_{co}$	cold fluid outlet temperature	K
$T_{hi}$	hot fluid inlet temperature	K
$T_{ho}$	hot fluid outlet temperature	K
$U$	overall heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> K
$V$	velocity in tube	m/s
$W_{HE}$	heat exchanger width	m
$X_L$	longitudinal tube pitch	m
$X_T$	transversal tube pitch	m

### Greek letters

<i>Symbol</i>	<i>Quantity or parameter</i>	<i>Units</i>
$\alpha$	heat transfer area area and total volume ratio	
$\varepsilon$	effectiveness	
$\Delta P_{cold}$	pressure drop of external fluid	Pa
$\Delta P_{hot}$	pressure drop pada internal fluid	Pa
$\Delta T$	temperature difference	K
$\Delta T_{lmtd}$	logarithmic temperature difference	K
$\eta_0$	fin overall surface efficiency	
$\eta_f$	Fin efficiency	
$\mu$	Dynamic viscosity of the fluids	
$\rho_i$	fluid density at inlet temperature	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_m$	fluid density at mean temperature	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_o$	fluid density at outlet temperature	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Free Flow Area and Frontal Area ratio	

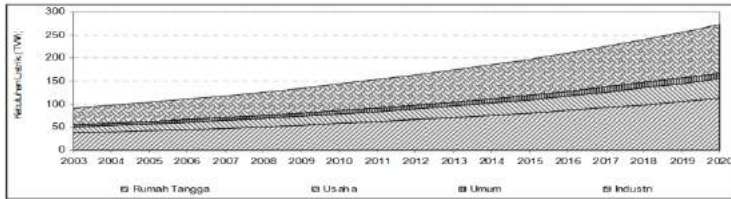
# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

#### **A. Kebutuhan Listrik di Indonesia**

Konsumsi listrik Indonesia setiap tahunnya terus meningkat sejalan dengan peningkatan pertumbuhan ekonomi nasional. Besarnya produksi listrik selama kurun waktu yang telah ditentukan dapat memberi gambaran besarnya pasokan listrik dalam pemenuhan kebutuhan listrik nasional. Kondisi ini merupakan gambaran umum dari negara yang sedang berkembang, dimana penyediaan listrik bukan merupakan pemenuhan kebutuhan riil seluruhnya tetapi lebih merupakan kemampuan untuk membangkitkan dan mendistribusikan listrik ke masyarakat. Kebutuhan listrik di Indonesia diperhitungkan per sektor pada 22 wilayah pemasaran listrik PLN. Besarnya kebutuhan listrik di Indonesia yang ditunjukkan pada Gambar 1.1 merupakan akumulasi dari kebutuhan listrik pada masing-masing sektor pengguna energi di 22 wilayah pemasaran listrik PLN. Berdasarkan hasil proyeksi kebutuhan listrik dari tahun 2003 s.d. 2020 yang dilakukan Dinas Perencanaan Sistem PT PLN (Persero) dan Tim Energi BPPT. Berdasarkan Gambar 1.1 terlihat bahwa kebutuhan listrik nasional didominasi oleh sektor industri, disusul sektor rumah tangga, usaha, dan umum. Pola kebutuhan listrik per sektor tersebut akan berbeda apabila ditinjau menurut wilayah pemasaran listrik PLN, dimana semakin ke Kawasan Indonesia Timur, semakin besar kebutuhan listrik sektor rumah tangga dibanding sektor industri. Hal ini disebabkan karena masih rendahnya rasio elektrifikasi dan terbatasnya jumlah industri. Jenis dan kapasitas pembangkit listrik merupakan faktor yang dapat mempengaruhi besarnya listrik yang diproduksi baik pada waktu siang maupun malam.



**Gambar 1.1** Grafik Proyeksi Kebutuhan Listrik per Sektor di Indonesia Tahun 2003 s.d. 2020 (sumber: BPPT & PT.PLN (Persero))

Oleh karena itu kemampuan pembangkit listrik untuk tampil prima merupakan hal yang penting agar ketersediaan listrik di Indonesia tetap terjaga. Segala kerusakan baik besar ataupun kecil harus segera ditanggulangi secara cepat dan tepat. Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) Alstom Unit 3 pada PT PLN Sektor Keramasan merupakan salah satu unit yang dibangun pada tahun 1983 dan memiliki daya yang terpasang sebesar 21 MW. PLTG Alstom Keramasan memiliki beberapa peralatan pendukung saat beroperasi. Salah satu kerusakan yang ada pada peralatan pembangkit adalah kerusakan pada *High Pressure Heater*. salah satunya adalah *Pre-cooler / Atomizing Air Heat Exchanger* yang memiliki peranan penting terhadap keandalan unit pembangkit.

## B. Sistem Pendinginan PLTG 3 Alstom

Pada sebuah unit pembangkit listrik, sistem pelepasan kalor diperlukan untuk menjaga sebuah sistem dapat beroperasi secara optimal. Sistem pelepasan kalor tersebut dapat dikenal pula dengan sistem pendingin. Sistem Pendingin dalam sebuah unit berfungsi untuk mendinginkan komponen-komponen atau peralatan-peralatan yang beroperasi agar terhindar dari kerusakan yang diakibatkan oleh panas yang berlebih (*overheating*).

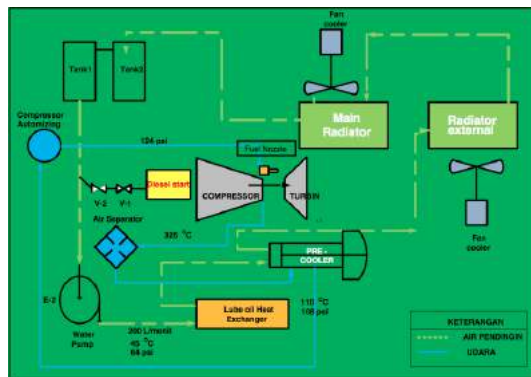
Secara garis besar sistem pendingin pada unit pembangkit dibagi dua sistem utama yaitu :

1. Sistem pendingin terbuka (*opened cooling system*).

Pada sebuah sistem pendingin terbuka, media yang digunakan sebagai pendingin akan terbuang tanpa

- dimanfaatkan kembali sebagai media pendingin.
2. Sistem pendingin tertutup (*closed cooling system*)  
Pada sebuah sistem pendingin tertutup, media yang digunakan sebagai pendingin akan dimanfaatkan kembali sebagai media pendingin.

Secara umum, media pendingin yang digunakan pada sistem pendinginan adalah air demineral. Pemilihan air demineral sebagai media pendinginan bertujuan untuk menghindari komponen-komponen yang didinginkan dari korosi yang diakibatkan oleh kandungan mineral pada air tersebut. Pada PLTG Alstom 3 Sektor Keramasan siklus air pendingin yang digunakan adalah siklus tertutup. Gambar 2.7 menunjukkan cara kerja sistem pendingin yang secara umum adalah sebagai berikut: air pendingin disirkulasikan oleh pompa air untuk mendinginkan komponen-komponen seperti: *Lube Oil Cooler*, *Atomizing Heat Exchanger*, dan *Diesel Start*. Setelah mengalami proses pendinginan, air pendingin akan dialirkan menuju tangki air untuk disirkulasikan kembali.

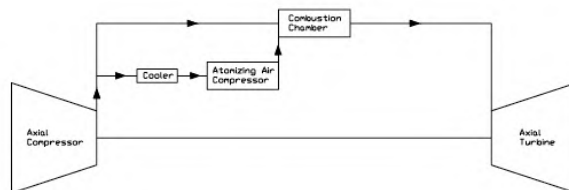


Gambar 1.2 Sistem Pendingin PLTG 3 Alstom Sektor Keramasan



### ***C. Pre-cooler / Atomizing Air Heat Exchanger***

Pusat Listrik Tenaga Gas (PLTG) Alstom Unit 3 pada PT PLN Sektor Keramasan merupakan salah satu unit yang dibangun pada tahun 1983 dan memiliki daya yang terpasang sebesar 21 MW. PLTG Alstom Keramasan memiliki beberapa peralatan pendukung saat beroperasi, salah satunya adalah *Pre-cooler / Atomizing Air Heat Exchanger* yang memiliki peranan penting terhadap keandalan unit pembangkit. *Pre-cooler* berfungsi untuk menurunkan temperatur udara yang berasal dari *Compressor Discharge Pressure* (CDP). Pada umumnya, udara panas tersebut memiliki tekanan sebesar 100 psia – 160 psia, dan memiliki temperatur sebesar 150°C. Udara ini akan didinginkan pada alat penukar kalor (*Pre-cooler*), sehingga suhu udara akan menurun pada temperatur sebesar 65°C – 75°C. Proses pendinginan udara tersebut diperlukan agar dapat memaksimalkan proses pembakaran bahan bakar, khususnya bahan bakar HSD (solar). Selain itu untuk menjaga waktu operasi *fuel nozzle*, yang berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke ruang bakar, agar tidak mengalami kerusakan. *Pre-cooler* pada PLTG 3 Alstom Sektor Keramasan berbentuk *Shell and Tube*, dengan fluida pendinginnya adalah air dan fluida yang didinginkan adalah udara. Pada *shell and tube*, fluida dingin mengalir pada sisi *shell*, sedangkan fluida panas mengalir pada sisi *tube*.



**Gambar 1.3** Gas Turbin dengan *Atomizing Air Compressor*.



Spesifikasi:

- Serial No. JPK 15998009
- U Tube Atomizing Air Heat Exchanger
- Dimensi: 2 m x 0.42 m
- Staggered arrangement tube

**Gambar 1.4** Gambar dan Spesifikasi *Pre-cooler* PLTG 3 Alstom

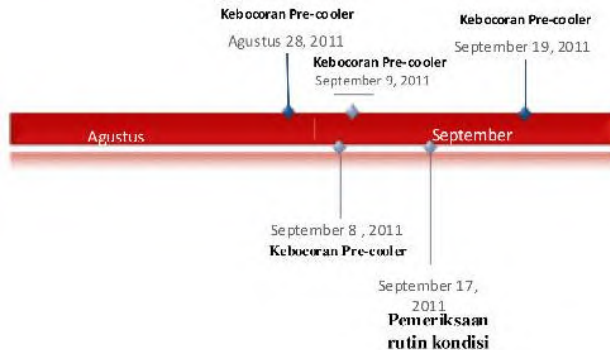
#### **D. Kebocoran pada *Pre-cooler***

Salah satu kerusakan yang ada pada peralatan pembangkit adalah kerusakan pada *Pre-cooler*. Kerusakan pada HPH tidak berdampak langsung pada berkurangnya energi listrik yang dihasilkan, namun kerusakan tersebut akan mengakibatkan biaya operasi yang membengkak akibat dari menurunnya efisiensi pembangkit. Membengkaknya biaya operasi akan berpengaruh pada meningkatnya tarif dasar listrik. Pada akhirnya hal ini akan menghambat pertumbuhan ekonomi di Indonesia. Pada pola operasi yang kontinu, *pre-cooler* tersebut memiliki modus kegagalan yaitu mengalami kebocoran pada tube. Kerusakan pipa ini bisa disebabkan oleh beberapa hal seperti : erosi karena fluida, getaran yang berlebih, erosi dan korosi pada pipa inlet, dan sebagainya. Seperti yang terdapat pada gambar 1.5.



**Gambar 1.5** Kebocoran pada tube *pre-cooler*

Gambar 1.5 Menunjukkan *timeline* kebocoran *tube* pada *pre-cooler* dalam kurun waktu 1 bulan (agustus – september 2011). Pada setiap insiden kebocoran *tube* yang terjadi, PLTG Unit 3 Alstom diberhentikan sampai dengan proses perbaikan selesai.



**Gambar 1.6** *Timeline* Kebocoran Pipa pada *Pre-cooler*

Metode pemeliharaan yang digunakan untuk mengatasi kebocoran pada *pre-cooler* adalah dengan melakukan pemeriksaan kebocoran dengan metoda terbaru yang disebut Hy-Per (*Hydrotest Pre-coolER*) dan proses plugging. Penggantian *tube* yang dilakukan secara terus menerus akan berpengaruh terhadap performa alat penukar kalor dan biaya (*cost*) yang harus dikeluarkan di setiap proses pergantian dan pemasangan.



(a) *Plugging*



(b) *Hydrostatic Test*

**Gambar 1.7** Metode Penanggulangan dan Pemeliharaan *Pre-cooler*: (a) *Plugging* (b) *Hydrostatic Test*

Kebocoran pada *precooler existing* dapat mengakibatkan kinerja Gas Turbin tidak optimal dalam fungsinya sebagai pendingin karena kemampuan heat transfer yang rendah dan juga mengakibatkan gagal proses firing. Sehubungan dengan hal tersebut, diperlukan sebuah solusi untuk meningkatkan performa dari *pre-cooler*, yaitu dengan melakukan perancangan ulang *pre-cooler*. Perancangan ulang (*re-design*) dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan dengan merancang tiga tipe alat penukar kalor yaitu *shell and tube*, *circular finned tube*, dan *plate fin heat exchanger*.

### **1.2 Perumusan Masalah**

Penelitian tugas akhir ini akan membahas mengenai performa dari *existing pre-cooler* yang berbentuk *shell and tube*. Selain itu, pada penelitian ini juga akan dilakukan perancangan ulang (*re-design*) sebuah *pre-cooler* yang dengan bentuk yang serupa dengan kondisi eksisting dan akan merancangan ulang dengan *compact heat exchanger* dengan tipe *tube fin heat exchanger*, dan akan dianalisis performa dari alat penukar kalor yang telah dirancang ulang. Selain itu, akan dilakukan validasi uji performansi melalui perangkat lunak komersial.

### **1.3 Batasan Masalah**

Pada penelitian tugas akhir ini, diambil batasan-batasan masalah, antara lain:

1. Pengumpulan data dilakukan di PT. PLN (Persero) Sektor Pembangkitan Pengendalian Keramasan, Palembang, Sumatera Selatan.
2. Pengoperasian alat penukar panas dalam keadaan *steady*.
3. Aliran internal diasumsikan *fully developed flow*.
4. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan.
5. Faktor ekonomi dan material tidak diperhitungkan.
6. Tidak dilakukan analisis perubahan performa pada sistem PLTG yang mungkin disebabkan oleh *pre-cooler*.

## **1.4 Tujuan**

Tujuan dalam penelitian tugas akhir ini antara lain:

1. Merancang *pre-cooler* dengan tipe *shell and tube*, *circular finned tube*, dan *plate-fin heat exchanger*.
2. Mengevaluasi performa dari *heat exchanger* yang telah dirancang.
3. Memilih tipe *pre-cooler* yang telah dirancang sebagai pengganti *pre-cooler* eksisting.

## **1.5 Manfaat**

Penelitian tugas akhir ini diharapkan dapat memberikan manfaat, sebagai berikut:

1. Menambah wawasan dan pengetahuan mahasiswa secara umum dan penulis khususnya dalam merancang suatu alat penukar panas.
2. Sebagai acuan dan referensi untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Morteza Khoshvaght Aliabadi dan Faramarz Hormozi [11] melakukan penelitian yang berjudul “*Performance Analysis of Plate-Fin Heat Exchangers: Different Fin Configurations and Coolants*”. Penelitian ini membahas evaluasi performa *plate-fin heat exchanger* dengan menggunakan konfigurasi fins yang berbeda berdasarkan standar *compact heat exchanger*. Tipe sirip yang divariasikan adalah tipe *offset strip*, *perforated*, *wavy*, dan *pin*. Selain itu, penelitian ini turut menggunakan variasi fluida kerja, yaitu air, udara, dan *ethylene glycol*. Konfigurasi yang digunakan dapat dilihat pada tabel 2.1.

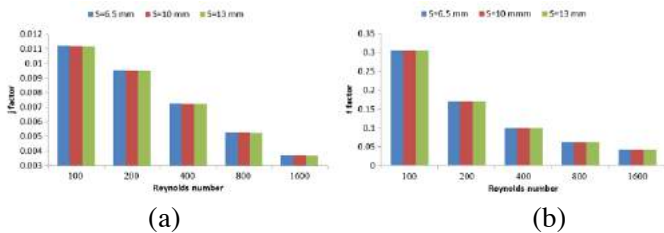
**Tabel 2.1** Konfigurasi Geometri Fin

<b>Channel Configuration</b>	<b>Specific Geometrical Parameter, mm</b>
<b>Plain</b>	$Fp = 2.5, Fh = 5.0, L = 65, t = 0.2$
<b>Perforated</b>	$Dh = 1.0, S = 6.5, 10, 13$
<b>Offset Strip</b>	$Lo = 6.5, 10, 13$
<b>Wavy</b>	$2A = 1.0, Lw = 6.5, 10, 13$
<b>Pin</b>	$Dp = 1, St = 2.5, Sl = 6.5, 10, 13$ (for both inline and staggered arrangement)

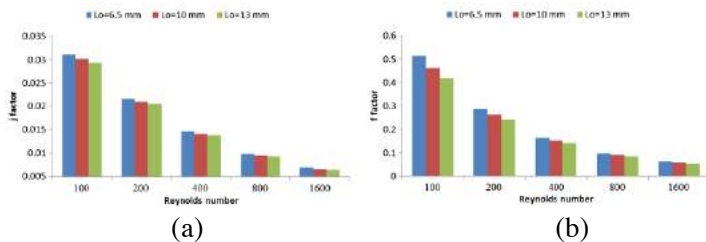
Sumber: *Performance Analysis of Plate Fin Heat Exchangers: Different Fin Configurations and Coolants*.

Analisis yang dilakukan dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics (CFD) Method*. Performa dengan konfigurasi fin dan fluida kerja yang berbeda ditunjukkan dengan menggunakan grafik antara faktor hidrolik termal (JF) dan bilangan *Reynold*, dengan constrain dari bilangan *Reynold* yang digunakan adalah  $100 < Re < 1600$ . Gambar 2.1, 2.2, 2.3, dan 2.4 merupakan grafik antara  $J$  dan  $f$  factor dengan *Reynolds number* untuk fluida kerja dan permukaan *fin* yang berbeda. Berdasarkan

grafik tersebut, dapat dilihat bahwa nilai  $J$  dan  $f$  akan semakin menurun seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynold*. Penelitian ini juga menunjukkan bahwa, fluida kerja tidak memiliki pengaruh terhadap *friction factor* ( $f$ ). Nilai  $f$  factor hanya bergantung pada geometri *fin* dengan bilangan *Reynold* yang sama.

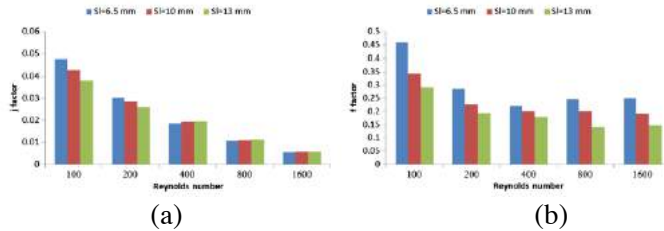


**Gambar 2.1** Pengaruh Jarak antar *fin* ( $S$ ) pada tipe *perforated fin* terhadap *Reynolds number* untuk fluida kerja udara: (a)  $J$  factor dan (b)  $f$  factor.

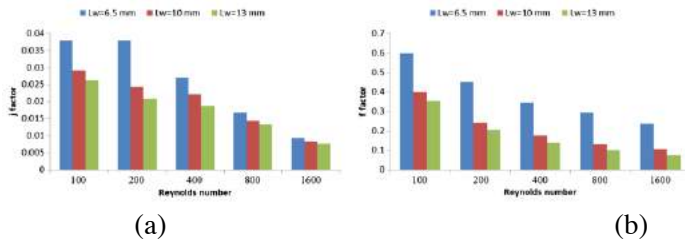


**Gambar 2.2** Pengaruh panjang *fin* ( $L_o$ ) pada tipe *offset strip fin* terhadap *Reynolds number* untuk fluida kerja air: (a)  $J$  factor dan (b)  $f$  factor





**Gambar 2.3** Pengaruh jarak *pin* arah longitudinal ( $S_l$ ) pada tipe *pin fin* terhadap *Reynolds number* untuk fluida kerja oli: (a)  $j$  factor dan (b)  $f$  factor

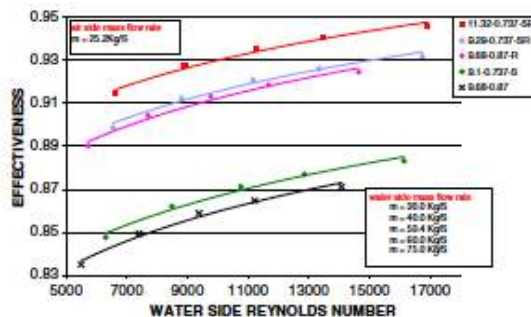


**Gambar 2.4** Pengaruh *wavelength* ( $L_w$ ) pada tipe *wavy fin* terhadap *Reynolds number* untuk fluida kerja *Ethylene Glicol*: (a)  $j$  factor dan (b)  $f$  factor.

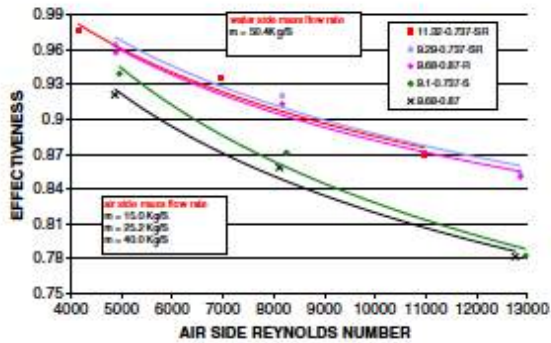
M.K. Rathod [12] melakukan penelitian dengan “*Performance Evaluation of Flat Finned Tube Heat Exchanger with Different Surfaces*”. Penelitian ini membahas tentang evaluasi performa *flat tube fin heat exchanger* dengan udara sebagai fluida panas dan air sebagai fluida dingin menggunakan konfigurasi fin yang berbeda berdasarkan standar *compact heat exchanger*. Selain itu, penelitian ini juga menggunakan variasi *mass flowrate* yang berbeda pada dua sisi fluida dingin dan juga fluida panas. Konfigurasi yang dipakai adalah 9.68-0.87, 9.6-0.87R, 9.1-0.737-S, 9.29-0.737-SR, dan 11.32-0.737-SR. Dengan variasi

konfigurasi fins dan *water mass flowrate* sebesar 30 kg/s, 40 kg/s, 50 kg/s, 60 kg/s, dan 70 kg/s sedangkan air *mass flowrate* dijaga. Analisis dilakukan dengan metode komputasi menggunakan MATLAB 6.5.1. Gambar 2. Merupakan variasi dari *effectiveness* dengan *water side Reynolds number*. Berdasarkan grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin tinggi *mass flowrate* maka *Reynolds number* semakin meningkat. Dengan semakin meningkat *Reynolds number* maka akan semakin pula nilai *effectiveness* dari heat exchanger tersebut. Selain itu, pengujian performa juga dilakukan untuk menghitung nilai *pressure drop* dengan variasi *mass flowrate* dari *water*.

Gambar 2.2 menunjukkan variasi *water side pressure drop* dengan *water side Reynolds number*. Didapatkan bahwa semakin meningkat pula *pressure drop* yang terjadi. *Staggered finned tube* memiliki *pressure drop* yang lebih tinggi dibandingkan *inline*. *Free flow area* untuk susunan *tube staggered* lebih kecil sehingga kecepatan aliran massa yang terjadi semakin besar.

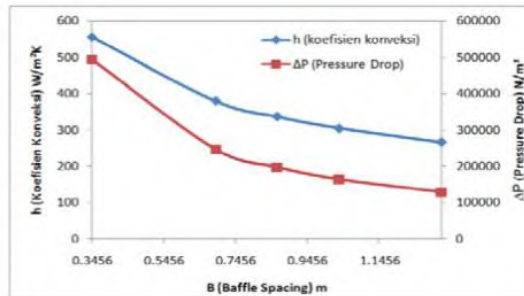


**Gambar 2.5** Pengaruh variasi water side Reynold number terhadap *Water side Pressure Drop*

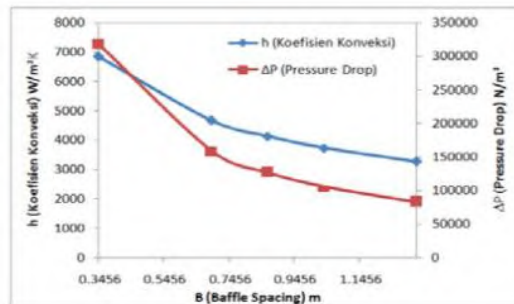


**Gambar 2.6** Pengaruh variasi Water Side Reynolds Number terhadap Water Side Pressure Drop

Devia Gahana Cindy Alfian [15] dalam penelitiannya yang berjudul “Re-design High Pressure Heater (HPH) 5 pada PLTU Suralaya” merancang ulang High Pressure Heater (HPH) dengan tujuan untuk melihat kemungkinan peluang peningkatan efisiensi HPH yang lebih tinggi melalui analisis termodinamika dan perpindahan panas. Salah satu variabel yang divariasikan dalam penelitian ini adalah *baffle spacing* / jarak antar *baffle*. Variasi *baffle spacing* diberlakukan pada perancangan ulang pada area *desuperheating*. Pada penelitian tersebut, didapatkan bahwa semakin kecil nilai *baffle spacing* yang digunakan pada zona *subcooling* akan mengakibatkan perpindahan panas dan *pressure drop* yang terjadi semakin besar. Hal tersebut disebabkan karena jarak antar satu *baffle* dengan *baffle* yang lain semakin kecil sehingga mengakibatkan fluida yang mengalir melewati *baffle* akan semakin berolak. Olakan aliran suatu fluida dapat mengakibatkan proses perpindahan panas yang semakin besar, begitu pula halnya dengan penurunan tekanan yang terjadi. Grafik pengaruh *baffle spacing* dengan perpindahan panas dan *pressure drop* ditunjukkan melalui gambar 2.7 dan 2.8.



**Gambar 2.7** Grafik pengaruh *baffle spacing* pada koefisien konveksi dan *pressure drop* pada zona *desuperheating*.



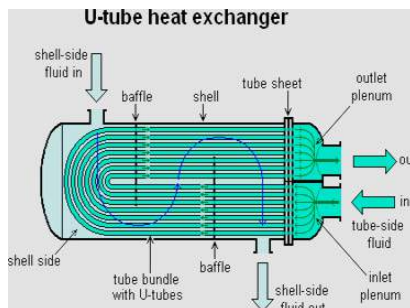
**Gambar 2.8** Grafik pengaruh *baffle spacing* pada koefisien konveksi dan *pressure drop* pada zona *subcooling*.

## 2.2 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua fluida yang mengalir dan memiliki perbedaan temperatur. Berdasarkan konstruksinya, alat penukar kalor dibedakan menjadi 3 jenis, yaitu: *shell and tube Heat Exchanger*, *concentric heat exchanger*, dan *compact heat exchanger*. Pada penelitian tugas akhir ini, alat penukar kalor yang akan dibandingkan adalah *shell and tube*, *plate fin heat exchanger*, dan *tube fin heat exchanger*.

### 2.2.1 Shell and tube heat exchanger

*Shell and tube heat exchanger* adalah suatu alat penukar kalor yang umum digunakan dalam dunia industri. Pada shell and tube heat exchanger terdapat sejumlah tube penukar kalor yang dipasang secara paralel didalam shell. Di dalam konstruksi *shell and tube heat exchanger* ini, suatu fluida mengalir di sisi tube (pipa), sedangkan fluida lainnya mengalir di sisi *shell* (selongsong). Pada sisi *shell*, terdapat pula sekat-sekat (*baffle*) yang berfungsi untuk menjamin fluida di sisi *shell* mengalir melintasi *tube*, sehingga perpindahan kalor yang terjadi akan lebih tinggi. Komponen dalam heat exchanger ini secara umum antara lain *tube (tube bundle)*, *shell*, *front end head*, *rear end head*, *baffles*, dan *tube sheet*.



**Gambar 2.9** Shell and tube heat exchanger (U-Tube)

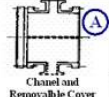
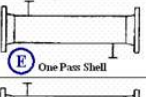


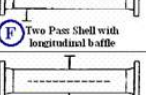
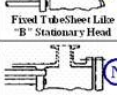

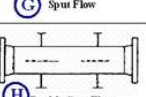
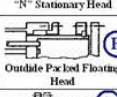
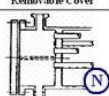
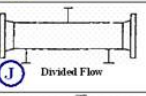


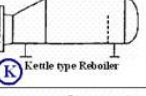
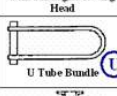

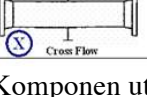




#### A. Desain Shell and Tube Heat Exchanger

Terdapat banyak variasi pada desain *shell and tube*. Secara khusus, ujung dari tiap tabung dihubungkan ke plenums (terkadang disebut *water boxes*) melalui lubang dalam tube sheets. Shell and Tube Heat Exchanger adalah jenis Heat Exchanger yang paling umum dipergunakan pada proses Refinery Oil and Gas dan *Petrochemical*. Dalam hal design *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE), standar yang dipakai adalah ASME Section VIII dan TEMA Class R, atau API 660.

Salah satu klasifikasi alat penukar kalor menurut standar TEMA, yaitu konstruksi tubular *shell and tube* dikelompokkan berdasarkan pemakaiannya menjadi tiga kelompok, yaitu:

- Alat penukar kalor tipe R, dipergunakan untuk proses pengolahan minyak atau setidaknya berhubungan dengan aplikasi dalam pengolahan minyak.
- Alat penukar kalor tipe C, umumnya dipergunakan untuk keperluan komersil.
- Alat penukar kalor tipe B, dipergunakan untuk proses kimia.

Berdasarkan konstruksinya, STHE dapat dibagi atas beberapa type, masing masing *type* diberi kode berdasarkan kombinasi type *Front Head*, *Shell*, dan *Rear Head*.

Front End Stationary Head types	Shell types	Rear End Head types
 Channel and Removable Cover	 One Pass Shell	 Fixed TubeSheet Like "A" Stationary Head
 Bonnet (Integral Cover)	 Two Pass Shell with longitudinal baffle	 Fixed TubeSheet Like "B" Stationary Head
 Channel Integral With TubeSheet and Removable Cover	 Split Flow	 Fixed TubeSheet Like "N" Stationary Head
 Channel Integral With TubeSheet and Removable Cover	 Double Split Flow	 Outside Packed Floating Head
 Channel Integral With TubeSheet and Removable Cover	 Divided Flow	 Floating Head with Backing Device
 Special High Pressure Closure	 Kettle type Reboiler	 Pull Through Floating Head
	 Cross Flow	 U Tube Bundle
		 Externally Sealed Floating TubeSheet

**Gambar 2.10** Komponen utama menurut TEMA.

## A. Penentuan Dimensi Geometri

Jenis heat exchanger yang dianalisis adalah U-tube Bundle, dengan geometri dasar yang dibutuhkan untuk perhitungan heat exchanger adalah sebagai berikut:

### 1. Tube dan Susunan Tube

a.  $D_s$  (mm) diameter dalam shell

b.  $O.D.$  (mm) diameter luar tube

Dimensi ini mengikuti standard umum yang dipakai baik inch maupun metrik seperti yang ditunjukkan tabel C. pada lampiran. Perbandingan  $D_s$  dengan  $D_t$  secara ditunjukkan oleh gambar di bawah ini.

$D_s \backslash D_t$	100	200	300	500	700	1000	1500
6							
10							
14							
20							
25							
38							
51							

**Gambar 2.11** Perbandingan Ukuran Diameter *Shell* dan Diameter Luar *Tube*

Luasan bergaris-garis menunjukkan perbandingan yang diijinkan sedangkan luasan titik-titik merupakan perbandingan yang dapat diterima tetapi dibawah kondisi bergaris-garis.

c.  $L_{tw}$  (mm) tebal dinding tube

Ditentukan berdasarkan tekanan, temperatur, kekuatan material, dan korosi saat pemakaian. Dimensi ini diperlukan untuk menentukan diameter dalam tube.

d.  $D_{ti}$  (mm) diameter dalam tube

Dirumuskan:

$$D_{ti} = D_t - 2L_{tw} \quad (2.1)$$

e.  $L_{tp}$  (mm) jarak tube pitch

Jarak tube pitch adalah jarak terdekat antara sumbu pusat tube yang berada pada tube bundle.

f.  $\theta_{tp}$  (deg) susunan tube dan sudut pitch

Susunan tube pada *existing pre-cooler* adalah *staggered layout* yang memiliki permukaan perpindahan panas yang besar didalam shell, selain itu mempunyai penurunan tekanan yang lebih efektif terhadap perpindahan panas.

g. *Panjang Tube*

1)  $L_t$  (mm) panjang total tube

2)  $L_{ti}$  (mm) panjang tube antar tube sheet

3)  $L_{ta}$  (mm) panjang tube efektif

Untuk tipe bundle kecuali U-tube:

$$L_{ti} = L_t - 2L_{ts} \quad (2.2)$$

Untuk U-tube:

$$L_{ti} = L_{to} - L_{ts} \quad (2.3)$$

h.  $L_{te}$  (mm) adalah panjang tube efektif

Untuk semua tipe bundle kecuali U tube:

$$L_{to} = L_{ti} \quad (2.4)$$

Untuk U tube bundle:

$$L_{to} = L_{ti} + 0.3D_{otl} \quad (2.5)$$

## 2. Geometri Baffle

i.  $L_{bb}$  (mm) Bundle-to-shell clearance

Untuk U-tube bundle:

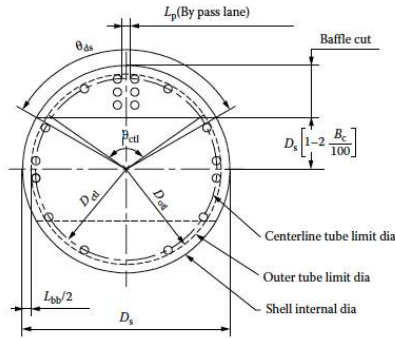


$$L_{bb} = 12.0 + 0.005 D_s \quad (2.6)$$

j. *Bc (%) Persentase pemotongan baffle*

Persentase pemotongan *baffle* adalah rasio ketinggian terhadap diameter dalam *baffle* dengan asumsi bahwa *shell* sepusat dengan *shell* dan celah diantara *shell* dan *baffle* (*clearance*) diabaikan. Harga *Bc* dapat dinyatakan sebagai korelasi antara jarak *baffle* (*Lbc*) dengan dimeter dalam *shell* atau dapat ditentukan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12.

$$Bc = \frac{L_{bc}}{D_s} \times 100\% \quad (2.7)$$



**Gambar 2.12** Persentase pemotongan baffle

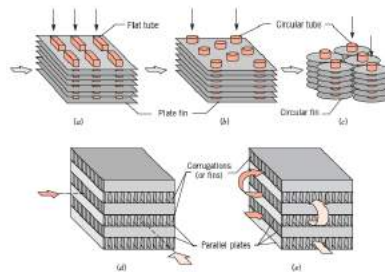
k. *Lbc (mm) Jarak antar pusat baffle*

Jarak antar pusat *baffle* untuk mengatur distribusi aliran dari fluida dalam *shell*. Nilai *Lbc* digunakan pula untuk memperbesar jarak *baffle* yang berdampingan dengan nosel. Jumlah *baffle* dirumuskan:

$$Nb = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (2.8)$$

### 2.3.2 Extended Surface Heat Exchanger

Jenis-jenis alat penukar panas dapat dikelompokkan menurut geometri konstruksi penukar panas (*tubes*, *plates*, dan *extended surface*), berdasarkan proses perpindahan panas fluida (*parallel*, *counter*, dan *cross flow*), dan berdasarkan mekanisme perpindahan panas (satu fase dan dua fase). Salah satu jenis alat penukar panas yang lain adalah jenis kompak. *Compact heat exchanger* merupakan tipe alat penukar panas yang memiliki spesifikasi luas permukaan perpindahan panas per unit volume yang sangat luas ( $700 \frac{m^2}{m^3}$ ) per unit volume dengan ketentuan minimal ada satu fluida yang berbentuk gas. Konstruksi dari alat penukar panas ini biasanya terdiri dari susunan *finned tube* atau *plate fin*. Sedangkan bentuk dari tube biasanya *circular* atau *flat*.



**Gambar 2.13** Macam-macam Extended Surface Heat Exchanger

(a) Fin tube (flat tubes, continuous plate fins). (b) Fin tube (circular tubes, continuous plate fins). (c) Fin tube (circular tubes, circular fins). (d) Plate fin (single pass). (e) Plate fin (multipass)

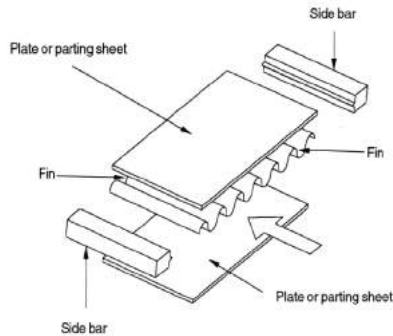
(Sumber: Frank P. Incropera and David P. DeWitt, 2001)

Pada konstruksi *compact heat exchanger* di atas terdapat sirip (*fin*) yang berfungsi untuk laju perpindahan panas dari permukaan ke fluida sekeliling. *Compact heat exchanger* sering digunakan dalam dunia industri maupun untuk keperluan sehari-hari. Tipe ini baik digunakan untuk jenis fluida gas dengan carian maupun fluida gas dengan gas. Biasanya alat penukar panas ini digunakan bila koefisien konveksi dari penukar panas yang bersinggungan dengan salah satu fluida jauh lebih kecil dibandingkan koefisien konveksi dari kedua fluida yang ada. Adapun karakteristik dari *Compact heat exchanger*:

- Memiliki permukaan yang diperluas (*extended surface*)
- Fluida yang berupa cairan harus bersih dan relatif nonfouling karena diameter hidroliknya kecil ( $D_h$ )
- Berbagai permukaan yang tersedia memiliki urutan yang berbeda besaran dari luas permukaan rapat massa.
- Paling tidak ada satu fluidanya yang berbentuk gas.
- Luas permukaan *compact heat exchanger* besar dan panjang yang pendek, sehingga desain dari *compact heat exchanger* penting untuk *uniform flow distribution*.
- Diameter hidrolisnya kecil.
- Pencampuran dua fluida pada umumnya tidak menjadi masalah.
- Mudah dalam mendistribusikan luas permukaan di sisi yang panas atau dingin sesuai yang diinginkan oleh perancang.

Pada tugas akhir ini, alat penukar panas yang akan dirancang adalah tipe *compact*, yaitu *plate fin heat exchanger* dan *tube fin heat exchanger*.

### 2.3.2.1 Plate Fin Heat Exchanger



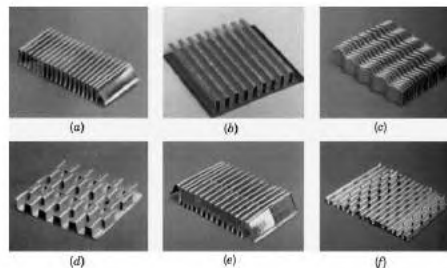
**Gambar 2.14** *Basic view of plate fin heat exchanger* (Shah and Webb, 1983)

*Plate fin heat exchanger* adalah salah satu alat penukar kalor jenis *compact* dimana luas permukaan perpindahan panasnya ditingkatkan dengan sebuah fin. Berdasarkan tipe-tipe alat penukar kalor *compact*, *plate fin heat exchanger* terbilang unik karena konstruksi dan kinerjanya. *Plate fin heat exchangers* memiliki efektivitas yang tinggi, kepadatan permukaan, dan beratnya yang ringan. Seperti namanya, *Plate-fin heat exchanger* adalah tipe dari alat penukar kalor berjenis *compact* yang tersusun atas tumpukan plat datar yang disebut lapisan pemisah (*parting sheet*) dan sirip-sirip (*fins*) telah dipatri bersama dengan *parting sheet* sebagai sebuah blok.

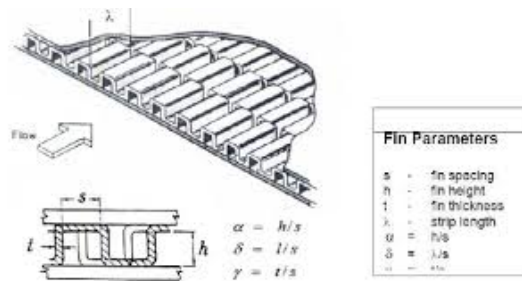
Aliran pertukaran panas pada *plate fin heat exchanger* terjadi antara *fins* dan *parting sheets*. Plat pemisah bertindak sebagai permukaan perpindahan panas primer dan fins bertindak sebagai permukaan perpindahan panas sekunder. *Fin* tidak hanya berfungsi untuk meningkatkan luas permukaan perpindahan panas, tetapi juga sebagai konstruksi pendukung alat penukar kalor terhadap tekanan.

### A. Plate fin heat transfer surfaces

*Plate fin heat exchanger* lebih banyak digunakan untuk menukarkan kalor dari fluida cair ke gas dan fluida gas ke gas. Pada umumnya, nilai koefisien perpindahan panas untuk fluida gas terbilang cukup rendah, sehingga peningkatan permukaan perpindahan panas sering digunakan pada alat penukar kalor tipe *plate fin*. Peningkatan koefisien perpindahan panas dapat ditingkatkan berdasarkan tipe fin yang digunakan pada alat penukar kalor tersebut.. Berdasarkan tipe permukaannya, plate fin dikategorikan sebagai (1) *straight fins*, (2) *wavy fin*, (3) *interrupted fins*, seperti *offset strip*, *louvered*, *perforated*, dan *pin fin*. Tipe-tipe permukaan fin tertentu dapat menghasilkan perpindahan panas yang tinggi, namun resiko untuk mengalami penurunan tekanan juga terbilang tinggi. Tipe-tipe permukaan fin ditunjukkan pada gambar 2.13.



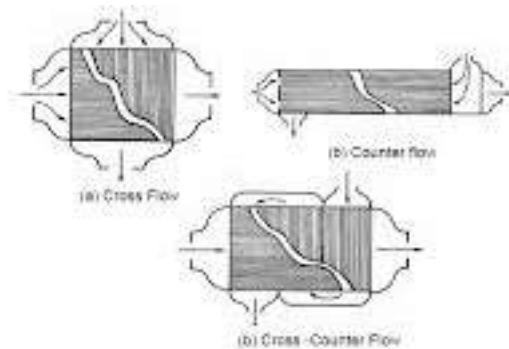
**Gambar 2.15** Tipe-tipe permukaan fin (Shah and Webb, 1983)



**Gambar 2.16** Geometri *Offset Strip Fin*

## B. Arah Aliran *Plate Fin Heat Exchanger*

Arah aliran yang digunakan untuk mendapatkan temperatur fluida yang sesuai dengan rancangan. Sehingga fin pada tiap sisi fluida dapat diatur arahnya sehingga aliran dari fluida dapat berupa *counter flow*, *cross flow*, dan juga *parallel flow*. Aliran paralel jarang digunakan karena perpindahan panas yang terjadi tidak maksimum. *Plate fin* memiliki efektifitas yang tinggi apabila aliran yang digunakan adalah *counter flow*. Arah-arahan aliran ditunjukkan seperti gambar 2.17 berikut ini:



**Gambar 2.17** Arah Aliran dari *Plate Fin Heat Exchanger*

(Maiti dan Sarangi, 2002)

## C. Penentuan Geometri Dasar

Jenis heat exchanger yang dirancang adalah *Plate Fin Heat Exchanger* dengan tipe surface Offset Strip. Data geometri offset strip fin ditunjukkan oleh gambar 2.16. Geometri dasar yang dibutuhkan untuk perhitungan *heat exchanger* ini adalah sebagai berikut:

a. *Aspect Ratio*

$$\alpha = \frac{h}{s}$$
$$\delta = \frac{l}{s} \quad (2.9)$$

$$\gamma = \frac{t}{s}$$

dengan:

- h = tinggi sirip
- l = panjang sirip
- t = tebal sirip
- s = jarak antar sirip (*fin pitch*)

*b. Number of Passage ( $N_p$ )*

Jumlah laluan pada heat exchanger dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$N_p = \frac{L3-b+2\delta}{2b+2\delta} \quad (2.10)$$

*c. Frontal Area ( $A_{fr}$ )*

$$A_{fr} = N_p b L \quad (2.11)$$

*d. Free flow Area ( $A_{ff}$ )*

$$A_{ff} = \frac{Dh Pw}{4} \quad (2.12)$$

*e. Volume di setiap laluan (V)*

Volume *heat exchanger* antar plat untuk setiap sisi fluida dapat dinyatakan sebagai berikut:

Untuk fluida 1:

$$V_1 = L_1 L_2 (b N_p) \quad (2.13)$$

Untuk fluida 2:

$$V_2 = L_1 L_2 b (N_p+1) \quad (2.14)$$

*f. rasio minimum free flow area ( $\sigma$ )*

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \quad (2.15)$$

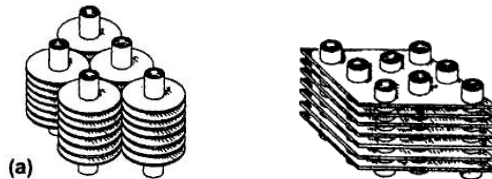
dengan,

- $N_p$  = number of passage
- b = tinggi sirip (*fin*)
- $\delta$  = tebal plat
- L = panjang efektif *heat exchanger*

### 2.3.2.2 Tube-Fin Heat Exchanger

Tipe alat penukar kalor *Tube-Fin* banyak digunakan di dunia industri dalam berbagai penerapan. *Tube-fin heat exchanger* memiliki konstruksi yang tidak jauh berbeda dengan *plate-fin heat exchangers*, perbedaan yang mendasar adalah area pertukaran kalor yang terjadi. Pada *Tube-fin heat exchangers*, aliran pertukaran kalor terjadi antara *tube* dan sirip (*fin*). *Tube-fin* pada umumnya memiliki nilai *compactness* (kepadatan) yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *plate-fin*, namun *tube-fin* memiliki jangkauan yang luas untuk tekanan operasi fluida. Penampang tube yang digunakan pada umumnya berbentuk bundar atau persegi panjang. Susunan tube ditunjukkan oleh gambar 2.19. Sirip-sirip pada *tube-fin heat exchanger* dirancang di luar maupun dalam sisi tube, atau di kedua sisi tube, tergantung pada aplikasinya. Sirip di luar sisi tube (gambar 2.18) dapat dikategorikan sebagai berikut:

1. *Normal fin on Individual tubes* (gambar 2.18a).
2. *Flat* atau *continuous external fins on array tube* (gambar 2.18b).

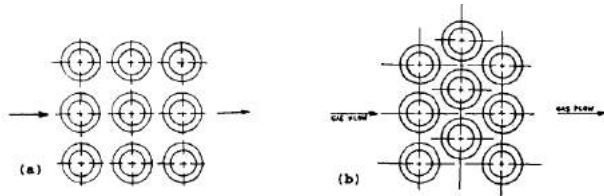


**Gambar 2.18** Tube-fin heat exchanger: (a) normal fin; (b) continuous fins on array tubes (Resnick, 2000)

Konfigurasi susunan tube pada *tube fin heat exchanger* serupa dengan susunan tube pada tipe *shell and tube*, yaitu *Aligned* dan *Staggered* (gambar 2.19). Karakteristik konfigurasi dipengaruhi oleh diameter tube ( $D$ ), jarak transversal ( $S_T$ ), dan jarak longitudinal ( $S_L$ ) yang diukur dari titik tengah tube. Kondisi aliran fluida yang melewati susunan tube didominasi oleh olakan

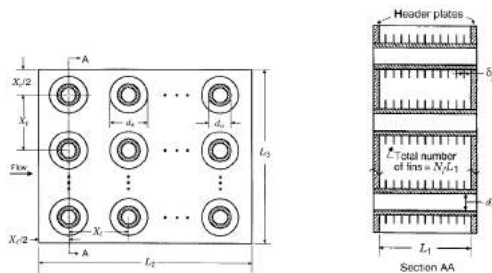


fluida yang terjadi, hal ini dapat berpengaruh terhadap nilai perpindahan panas secara konveksi.



**Gambar 2.19** Tube-fin layout: (a) inline; dan (b) staggered (Resnick, 2000)

## A. Penentuan Geometri Dasar



**Gambar 2.20** Circular-finned Tubular Heat Exchanger (Shah, 1985)

Jenis heat exchanger yang dirancang adalah *Circular Finned Tube Heat Exchanger*, dengan geometri dasar yang dibutuhkan untuk perhitungan heat exchanger adalah sebagai berikut:

### 1. Sisi Tube

Karakteristik geometri yang digunakan untuk analisis perpindahan panas pada sisi tube adalah sebagai berikut:

#### a. Jumlah tube

$$N_T = \frac{L_2 L_3}{X_t X_l} \quad (2.16)$$

b. Luasan Perpindahan Panas

$$A = \pi d_i L_1 N_T \quad (2.17)$$

c. Panjang tube efektif

$$L_{eff} = \text{Panjang heat exchanger (L)}$$

d. Panjang tube untuk penurunan tekanan

$$L_{eff} = L_t + 2\delta_h \quad (2.18)$$

e. Surface area density

$$\alpha = \frac{\pi d_i L_1 N_t}{L_1 L_2 L_3} \quad (2.19)$$

## 2. Sisi Luar Tube

f. Luasan Perpindahan Panas

Luas perpindahan panas (A) terdiri dari luas perpindahan panas di sisi tube dan *header plates* (*Primary Surface Area*)  $A_p$  dan sisi fin (*secondary surface area*)  $A_f$ . *Primary surface area* ( $A_p$ ) adalah luasan perpindahan panas sisi tube dikurangi dengan area yang dipenuhi fin.  $A_p$  dapat dinyatakan melalui persamaan berikut:

$$A_p = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad (2.20)$$

Untuk fin *surface area* ( $A_f$ ) dinyatakan sebagai berikut:

$$A_f = \left[ \frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t \quad (2.21)$$

g. Free flow Area ( $A_{ff}$ )

Minimum free flow area untuk susunan tube yang staggered terdapat pada baris terdepan arah diagonal, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.22. Perhitungan  $A_{ff}$  dapat dinyatakan melalui:

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.22)$$

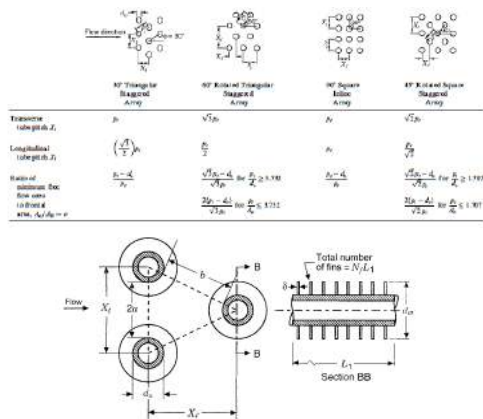
$$b' = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{\frac{1}{2}} d_o - (d_e - d_o) \delta N_f = (p_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad (2.23)$$

nilai  $P_t$  untuk sudut pitch  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ , dan  $60^\circ$  ditunjukkan pada tabel 2.2

$$c' = \begin{cases} 2a' & \text{jika } 2a' < 2b' \\ 2b' & \text{jika } 2b' < 2a' \end{cases}$$

Sehingga, nilai free flow area menjadi:

$$A_{ff} = \left[ \left( \frac{L^3}{Xt} - 1 \right) c' + (Xt - do) - (de - do) \delta N f \right] L1 \quad (2.24)$$



**Gambar 2.21** Unit cell of a staggered finned-tube arrangement (Shah, 1985)

## 2.4. Komparasi Alat Penukar Kalor

Tipe alat penukar kalor berdasarkan konstruksinya ada bermacam-macam, setiap tipe alat penukar kalor tersebut memiliki kelebihan dan kekurangannya masing-masing. Sebelum melakukan proses *re-design*, terlebih dahulu harus diketahui parameter-parameter yang dapat digunakan untuk perbandingan sebagai dasar pemilihan alat penukar kalor. Berikut ini akan dijelaskan mengenai kelebihan dan kekurangan masing-masing tipe alat penukar kalor, selain itu akan dilampirkan pula perbandingan tipe alat penukar kalor pada tabel 2.2.

**Tabel 2.2** Komparasi Tipe Alat Penukar Kalor

Type of Heat Exchanger	Area Density	Stream Type	Materials	Temperature Range (°C)	Maximum Pressure (bar)	Fluid Limitations	Cleaning Method	Corrosion Resistance	Multi-stream Capability	Multi-pass Capability
Shell and Tube Heat Exchanger	> 100	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	1/8, Ti, any different materials	-100 to +650	Shell 300 Tube 1400	Few	Mechanical Chemical	Good	No	Yes
Plate Fin Heat Exchanger	800 - 1,500	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	Al, Ti, s/s, Ni alloy	-270 to +200 (Al)  up to 650 (s/s cryogenic)	50	Low fouling  Many limitations with Al	Chemical	Good	Yes	Yes
Tube Fin Heat Exchanger	500 - 1200	gas-gas gas-liquid liquid-liquid two-phase	Al, Ti, s/s, Ni alloy	650	130	Few	Chemical	Good	Yes	Yes
Plate-Frame Heat Exchanger	> 200	Liquid-liquid Gas-liquid Two-phase	s/s, Ti, Hastelloy-graphite, Polymer	-25 to +200	25	Limited by Gasket type	Mechanical Chemical	Good	Yes	Yes

## 2.5 Tinjauan Perpindahan Panas

### 2.5.1 Konsep Perpindahan Panas secara Umum

#### A. Konduksi

Konduksi merupakan perpindahan panas yang melalui zat perantara tanpa disertai dengan perpindahan bagian-bagian zat tersebut. Jika pada suatu benda terdapat gradien temperatur, perpindahan panas akan terjadi dari bagian temperatur yang tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Persamaan 2.9 merupakan persamaan perpindahan panas secara konduksi.

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.24)$$

dengan:

$q$  = laju perpindahan kalor (W)

$k$  = konduktivitas termal (W/m.K)

$A$  = luas penampang ( $m^2$ )

$\frac{dT}{dx}$  = gradien suhu ke arah perpindahan panas

## B. Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan energi antara sebuah objek dengan lingkungannya karena adanya pergerakan fluida. Persamaan umum perpindahan panas secara konveksi adalah:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.25)$$

dengan:

$q$  = Laju perpindahan kalor (W)

$h$  = Koefisien perpindahan panas konveksi ( $W/m^2K$ )

$A$  = Luas penampang ( $m^2$ )

$T_s$  = Temperatur pada permukaan benda (K)

$T_\infty$  = Temperatur *ambient* (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi yang terjadi pada aliran internal maupun dipengaruhi oleh enam variabel yaitu diameter yang dilalui fluida ( $D_t$  dan  $D_s$ ), konduktivitas termal fluida ( $k_f$ ), kecepatan aliran fluida ( $v$ ), kerapatan massa ( $\rho$ ), viskositas ( $\mu$ ), dan panas spesifik fluida pada tekanan konstan ( $C_p$ ). Keenam variabel tersebut akan mempengaruhi angka Reynold, angka Prandtl, dan angka Nusselt. Untuk mendapatkan hubungan-hubungan antar variabel tersebut, sehingga dengan dalil Phi Buckingham didapatkan hubungan sebagai berikut:

$$\text{Reynold Number, } Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.26)$$

$$\text{Prandtl Number, } Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.27)$$

$$\text{Nusselt Number, } Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.28)$$

Hubungan fungsional persamaan diatas dalam bentuk:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (2.29)$$

### 2.5.2. Metode Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

*Log mean temperature difference* (LMTD) adalah metode yang sering digunakan dalam perancangan unjuk kerja dari sebuah alat penukar kalor. Metode beda temperatur rata-rata logaritmik dapat dirumuskan dengan:

$$q = UA \Delta T_{LMTD} \quad (2.30)$$

Harga dari  $\Delta T_{LMTD}$  dapat ditentukan dengan mengetahui besarnya temperatur masing-masing fluida yang masuk dan keluar alat penukar kalor, sehingga persamaannya menjadi:

$$q = UA \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.31)$$

untuk penukar panas aliran tipe berlawanan (*counter flow*):

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,2} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.32)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,1} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.33)$$

untuk penukar panas lairan searah (*parallel flow*):

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.34)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.35)$$

dengan,

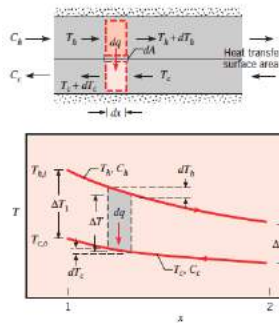
$q$  = Heat transfer (W)

$U$  = Overall heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>K)

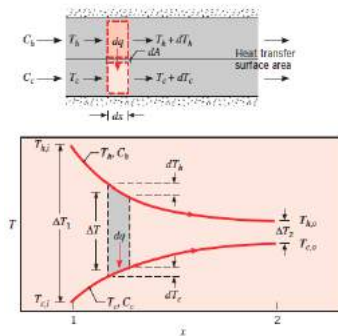
$T_h$  = Temperatur fluida panas (K)

$T_c$  = Temperatur fluida dingin (K)

Karakteristik distribusi temperatur yang terjadi pada alat penukar kalor dapat dijelaskan melalui gambar 2.20 dan gambar 2.21, dimana tipe aliran fluida didalamnya adalah *parallel* dan *counter*.



**Gambar 2.22** Distribusi Temperatur tipe *counter*  
(Incropera and DeWitt, 2001)



**Gambar 2.23** Distribusi Temperatur tipe *parallel*  
(Incropera and DeWitt, 2001)

Subskrip i dan o masing-masing menandakan fluida masuk dan keluar. Penukar panas baik *shell and tube* maupun tipe *compact* memiliki nilai koreksi agar perhitungan nilai  $\Delta T_{LMTD}$  akurat, sehingga:

$$\Delta T_m = F_T \Delta T_{LMTD} \quad (2.36)$$

F merupakan fungsi dari:

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (2.37)$$

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (2.38)$$

### 2.5.3 Tinjauan perpindahan panas pada Shell-and-tube

Karakteristik perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* perlu ditinjau di 2 sisi, yaitu pada sisi *shell* (selongsong) dan pada sisi *tube* (pipa). Perhitungan perpindahan panas pada shell and tube adalah sebagai berikut:

#### A. Koefisien Konveksi Paksa dalam Buluh

Aliran fluida dalam buluh merupakan aliran paksa, dan untuk mendapatkan harga koefisien konveksi yang tinggi, aliran harus turbulen. Besarnya koefisien perpindahan panas diformulasikan sebagai berikut:

$$h_i = \frac{Nu \, k}{D} \quad (2.39)$$

besarnya angka Nusselt oleh Gnielinski diformulasikan sebagai berikut:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}}-1)} \quad (2.40)$$

dengan semua properties dihitung pada temperatur rata-rata fluida pembuluh, dengan syarat:

$$0.5 < Pr < 2,000$$

$$3,000 < Re < 5,000,000$$



Angka Reynold dihitung dengan persamaan:

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4 m}{\mu \pi D} \quad (2.41)$$

## B. Koefisien Konveksi Paksa Sisi Shell

Perpindahan panas konveksi paksa diluar buluh atau tube merupakan fungsi dari bentuk susunan buluh, jumlah baffle, sifat-sifat fisik fluida, dan kecepatan fluida. Kennet J. Bell memberikan rumus pendekatan berdasarkan percobaan “Baffle and Tube Heat Exchanger” dengan mempergunakan beberapa faktor koreksi untuk memperoleh hasil yang mendekati kenyataan. Dengan metode Delaware-Bell, koefisien konveksi perpindahan panas dalam shell dirumuskan dengan:

$$h = h_o J_c J_i J_h J_r J_s \quad (2.42)$$

dengan:

- $h_s$  = koefisien perpindahan panas konveksi terkoreksi diluar buluh
- $h_o$  = koefisien perpindahan panas sisi shell
- $J_c$  = faktor koreksi pengaruh konfigurasi baffle (baffle cut)
- $J_i$  = faktor kebocoran baffle
- $J_h$  = faktor koreksi adanya aliran bebas
- $J_r$  = faktor koreksi untuk aliran laminar dalam shell. Apabila memiliki bilangan Reynold  $< 100$
- $J_s$  = faktor koreksi untuk perbedaan jarak *baffle* dibagian ujung masuk dan keluar sisi *shell* dengan jarak *baffle* ditengah-tengah shell (*baffle shell*). Besarnya faktor koreksi berkisar antara 0.85 – 1.0.

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi shell:

$$h_o = \frac{Nu_k}{De} \quad (2.43)$$

Sedangkan besarnya angka Nusselt:

$$Nu = 0.36 \left( \frac{De Gs}{\mu} \right)^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.44)$$

Harga  $D_e$  untuk *triangular pitch*:

$$De = \frac{4 \left( \frac{PT^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (2.45)$$

Sedangkan harga  $G_s$  dirumuskan:

$$G_s = \frac{m}{A_s} \quad (2.46)$$

dengan harga  $A_s$  dirumuskan:

$$A_s = \frac{D_s C B}{P T} \quad (2.47)$$

dengan:

$C$  = jarak antara dua tube (*clearance*) =  $L_{TP} - D_o$

$L_{tp}$  = tube pitch

$L_{bc}$  = jarak antara sepasang baffle

## 1. Faktor Koreksi

a. *Pengaruh Konfigurasi Baffle ( $J_c$ ) dengan faktor koreksi ( $F_c$ ):*

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c ; \text{ untuk Baffle Cut 15\%-45\%. } \quad (2.48)$$

$F_c$  dirumuskan dengan:

$$F_c = 1 - 2 \left( \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \quad (2.49)$$

dan

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{Bc}{100} \right) \right] \quad (2.50)$$

b. *Faktor koreksi pengaruh kebocoran pada Baffle ( $J_i$ )*

Parameter luas kebocoran ( $r_s$  dan  $r_m$ ):

$$r_s = \frac{Ssb}{Ssb + Stb} \quad (2.51)$$

$$r_m = \frac{Ssb + Stb}{Sm} \quad (2.52)$$

Luasan aliran menyilang dalam shell antara jarak baffle ( $S_m$ ) ditentukan melalui rumus:

$$S_m = Lbc \left[ Lbb + \frac{D \square l}{Ltp} (Ltp - d) \right] \quad (2.53)$$

Luasan bidang kebocoran antara diameter dalam shell dengan baffle ( $S_{sb}$ ):

$$S_{sb} = \pi Ds \left( \frac{Lsb}{2} \right) \left( \frac{2\pi - \theta ds}{2\pi} \right) \quad (2.54)$$

$L_{sb}$  ditentukan dari TEMA sebagai fungsi dari diameter shell:

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004Ds \quad (2.55)$$

Luasan bidang kebocoran antara baffle dan lubang tube ( $S_{tb}$ ):

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + Ltb)^2 - d^2] Nt(1 - Fw) \quad (2.56)$$

c. *Faktor koreksi karena adanya pengaruh aliran bebas pada susunan tube ( $J_b$ )*

$$J_b = \exp \left\{ -CbFbsp(1 - 2rss)^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (2.57)$$

Rasio luasan bypass dengan luasan utama ( $F_{sb}$ ) dinyatakan dengan rumus:

$$F_{sb} = \frac{Sb}{Sm} \quad (2.58)$$

Luasan bidang aliran bebas antara shell dan susunan tube ( $S_b$ ) ditentukan melalui rumus:

$$S_b = Lbc (Lbb + Lpi) \quad (2.59)$$

Rasio jumlah sealing strip dalam satu baffle terhadap jumlah total tube ( $r_{ss}$ ):

$$r_{ss} = \frac{Nss}{Ntcc} \quad (2.60)$$

$N_{ss}$  adalah jumlah sealing strip pada jarak baffle.

Sedangkan  $N_{twc}$  dirumuskan:

$$N_{twc} = \frac{Ds}{Lpp} \left[ 1 - 2 \left( \frac{Bc}{100} \right) \right] \quad (2.61)$$

### C. Luas Perpindahan Panas Total

Perhitungan dasar luas perpindahan panas total diperlukan faktor koreksi. Sehingga, harga dari luas bidang permukaan perpindahan panas terkoreksi:

$$A_o = A_o F_1 F_2 F_3 \quad (2.62)$$

dengan:

$F_1$  = faktor koreksi untuk susunan tube

$F_2$  = faktor koreksi untuk jumlah laluan

$F_3$  = faktor koreksi untuk jenis alat penukar kalor

#### 2.5.4 Tinjauan Perpindahan Panas pada *Plate Fin Heat Exchanger*

Karakteristik perpindahan panas yang terjadi pada *plate-fin heat exchanger* adalah pada daerah sisi aliran fluida pertama, yaitu plat dan pada daerah sisi aliran fluida lainnya, yaitu fins. Oleh sebab itu, dalam mengamati perpindahan panas pada *plate-fin heat exchanger*, perlu diketahui terlebih dahulu luasan perpindahan panas dari plate-fin. Luasan perpindahan panas dihitung berdasarkan luasan *fin* dan *plate* yang terkena aliran fluida. *Fin* yang digunakan merupakan tipe *Offset Strip Fin*. Data-data standar yang digunakan meliputi ketebalan plat, tebal *fin*, panjang *fin*, ketinggian *fin*, jarak antar *fin*, *heat transfer area between plate*, *free flow area*, diameter *equivalent*, serta total luasan perpindahan panas yang telah dirumuskan pada persamaan 2.9 – 2.15.

Sedangkan, untuk menghitung perpindahan panas dan karakteristik perpindahan panas, terlebih dahulu dihitung besarnya *Reynolds number*. Setelah mendapatkan besarnya bilangan Reynold untuk masing-masing fluida, nilai koefisien konveksi bisa didapatkan dengan mengetahui nilai dari *JH* (*j-Colburn Factor*). Nilai *j-Colburn factor* ini didapatkan melalui grafik yang merupakan fungsi dari *Reynolds number* berdasarkan konfigurasi fin.

Persamaan untuk menghitung bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re_h = \frac{G D_h}{\mu} \quad (2.63)$$

Koefisien konveksi pada sisi plat dan sirip dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h = \frac{JCG}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (2.64)$$

Untuk mendapatkan persamaan-persamaan tersebut, perlu didapatkan variabel penyusunnya, yaitu:

$$G = \frac{m}{Aff} \quad (2.65)$$

dengan,

$h$  = Koefisien konveksi ( $W/m^2K$ )

$G$  = *Maximum mass velocity* ( $kg/m^2s$ )

$jH$  = *Colburn J factor*

$D_h$  = Diameter hidrolis (m)

$Re_h$  = *Reynolds Number* dengan basis diameter hidrolis

$\sigma$  = Rasio *free flow area* dengan *frontal area*

Untuk mendapatkan faktor-J *Colburn* yang merupakan fungsi dari bilangan *Reynold*. Faktor tersebut didapatkan melalui perhitungan dengan menggunakan korelasi Joshi dan Webb atau melalui grafik yang sesuai dengan konfigurasi *fin* seperti yang dijelaskan pada gambar 2.18.

Untuk  $Re_h \leq 1000$

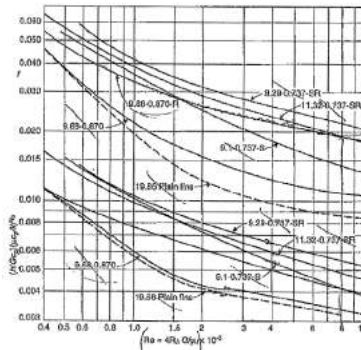
$$J = 0.483 \left( \frac{L_f}{D_h} \right)^{-0.162} \xi^{-1.84} Re_h^{-0.56} \quad (2.66)$$

Untuk  $Re_h \geq 2000$

$$J = 0.242 \left( \frac{L_f}{D_h} \right)^{-0.322} \left( \frac{t_f}{D_h} \right)^{0.089} Re_h^{-0.368} \quad (2.67)$$

dengan,

- $L_f$  = panjang efektif fin (m)  
 $t_f$  = tebal fin (m)  
 $D_h$  = diameter hidrolis (m)  
 $\xi$  = rasio jarak fin (s) terhadap tinggi fin ( $h_s$ )



**Gambar 2.24** Heat Transfer and J-Colburn factor for plate-fin  
(Kakac and Liu, 2002)

### A. Efisiensi Fin

Sirip (*fin*) adalah untuk memperluas permukaan benda agar laju perpindahan kalor dapat diperbesar, sehingga proses pendinginan benda dapat dipercepat. Untuk mengetahui besar kalor sesungguhnya yang dilepas sirip dapat dilakukan dengan mengetahui efisiensi sirip atau efektivitas sirip terlebih dahulu. Tipe fin yang digunakan dalam perancangan ini adalah offset strip fin dengan tahapan perhitungan sebagai berikut:

#### 1) *Fin Parameter*

Perhitungan fin parameter adalah sebagai berikut:

$$M = \sqrt{\frac{2h}{k_f t_f} \left(1 + \frac{\delta}{L_f}\right)}; L_f = \frac{1}{2}b - \delta \quad (2.68)$$

dengan:

$k_f$  = koefisien konveksi (W/mK)

$L_f$  = panjang efektif fin (mm)  
 $t_f$  = tebal fin (mm)

## 2) Efisiensi fin

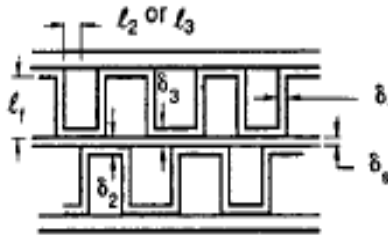
Perhitungan efisiensi fin untuk circular fin dapat dilakukan dengan menggunakan korelasi Kern dan Kraus seperti berikut:

Untuk *single stage fin*:



$$\eta_f = \frac{\tanh(ml_f)}{ml_f} \quad (2.69)$$

Untuk *double stage fin / double sandwich*



$$\eta_f = \frac{E_1 l_1 + E_2 l_2}{l_1 + l_2} \frac{1}{1 + m^2 E_1 E_2 l_1 l_2} \quad (2.70)$$

dengan:

$$E_i = \frac{\tanh(mi l_f)}{mi l_f}; \quad i = 1, 2, 3 \text{ (n-stage)}$$

$$l_1 = b - \delta + (\delta_s/2)$$

$$l_2 = l_3 = p_f/2$$

$$\delta_1 = \delta$$

$$\delta_2 = \delta_3 = \delta + \delta_s$$

## 2.5.5 Perpindahan panas pada *Tube Fin Heat Exchanger*

### A. Tinjauan Perpindahan Panas Sisi Internal

Karakteristik perpindahan panas di sisi *tube* bergantung pada kondisi aliran fluidanya, yaitu *laminar* atau *turbulent*. Kondisi aliran dapat diketahui melalui bilangan *Reynolds*:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu N_t} \quad (2.71)$$

Untuk menghitung Nusselt number digunakan rumus berikut:

$$Nu_D = 0.027 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Sedangkan untuk menghitung koefisien konveksi yang terjadi di dalam tube dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h = \frac{Nu k}{D} \quad (2.72)$$

dengan,

$Re_D$  = *Reynolds number* dengan basis diameter *tube*

$h$  = koefisien konveksi ( $W/m^2K$ )

$Nu$  = *Nusselt number*

$\dot{m}$  = Laju aliran massa (kg/s)

$N_t$  = Jumlah *tube*

$k$  = Konduktivitas termal (W/K)

$Pr$  = *Prandtl number*

$D$  = Diameter *tube* (m)

Luasan perpindahan panas sisi internal tube turut dilakukan perhitungan guna mendapatkan koefisien perpindahan panas total yang terjadi pada *heat exchanger* seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.16 – 2.19.

### B. Tinjauan perpindahan panas sisi eksternal

Karakteristik perpindahan panas yang terjadi pada sisi eksternal *tube fin heat exchanger* yaitu daerah yang dilalui fluida dingin bergantung pada dimensi dan susunan fins. Oleh sebab itu,



dalam mengamati perpindahan panas pada *plate-fin heat exchanger*, perlu diketahui terlebih dahulu luasan perpindahan panas dari *plate-fin*. Perhitungan luas perpindahan panas pada fin telah dirumuskan dengan menggunakan persamaan 2.20 – 2.24.

Sedangkan, untuk menghitung perpindahan panas dan karakteristik perpindahan panas, terlebih dahulu dihitung besarnya bilangan *Reynold*. Setelah mendapatkan besarnya bilangan *Reynold* untuk masing-masing fluida, nilai koefisien konveksi bisa didapatkan dengan mengetahui nilai dari *J* (*j-Colburn Factor*). Nilai *j-Colburn factor* ini didapatkan melalui grafik yang merupakan fungsi dari bilangan *Reynold* berdasarkan konfigurasi *fin*.

Persamaan untuk menghitung bilangan *Reynold* adalah sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{G D}{\mu} \quad (2.73)$$

Untuk mendapatkan persamaan-persamaan tersebut, perlu didapatkan variabel penyusunnya, yaitu:

$$G = \frac{m}{A_{ff}} \quad (2.74)$$

Besarnya angka Nusselt untuk *circular tube fin* menurut korelasi Briggs dan Young adalah:

$$Nu_D = 0.1378 Re_D^{0.718} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{s}{l_f} \right)^{0.296} \quad (2.75)$$

Sehingga, nilai koefisien konveksi dapat diperoleh melalui persamaan:

$$h = \frac{J G C_p}{Pr^{2/3}} \quad (2.76)$$

dengan,

$h$  = Koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)

$jH$  = *Colburn J factor*

$D$  = Diameter terluar tube (m)

$Re_D$  = *Reynolds Number* dengan basis diameter terluar tube  
 $\sigma$  = Rasio *free flow area* dengan *frontal area*  
 $A_{fr}$  = *Frontal Area* m<sup>2</sup>  
 $W$  = Lebar *heat exchanger* (m)  
 $s$  =  $(l - N_f t_f) / N_f$   
 $N_f$  = jumlah fin per *tube*  
 $t_f$  = tebal fin (mm)

### 1. Efisiensi Fin

Sirip (*fin*) adalah untuk memperluas permukaan benda agar laju perpindahan kalor dapat diperbesar, sehingga proses pendinginan benda dapat dipercepat. Untuk mengetahui besar kalor sesungguhnya yang dilepas sirip dapat dilakukan dengan mengetahui efisiensi sirip atau efektivitas sirip terlebih dahulu. Tipe fin yang digunakan dalam perancangan ini adalah circular fin dengan tahapan perhitungan sebagai berikut:

#### a) Fin Parameter

Perhitungan fin parameter adalah sebagai berikut:

$$M = \sqrt{\frac{2h}{K_f t_f}} \quad (2.77)$$

#### b) Efisiensi fin

Perhitungan efisiensi fin untuk circular fin dapat dilakukan dengan menggunakan korelasi Kern dan Kraus seperti berikut:

$$\eta_f = \frac{2r_o}{m(rc^2 - r_o^2)} \left[ \frac{I_0(mre)K_1(mro) - K_1(mre)I_1(mro)}{I_0(mro)K_1(mre) + I_1(mre)K_0(mro)} \right] \quad (2.78)$$

dengan:

$I_o$  = modifikasi fungsi Bessel pada order ke-n  
 $K_n$  = modifikasi fungsi Bessel pada order ke-n  
 $K_f$  = konduktivitas material fin (W/mK)  
 $r_c$  = radius fin  
 $r_o$  = radius terluar tube  
 $t_f$  = tebal fin  
 $h$  = koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)

## 2.6 Overall Heat Transfer Coefficient

Pada penelitian tugas akhir ini, *overall heat transfer* akan dihitung pada existing *pre-cooler* yaitu *shell and tube* dan *pre-cooler* yang akan dirancang, yaitu *plate-fin* dan *tube-fin heat exchanger*.

Perhitungan *overall heat transfer coefficient* pada *shell and tube* adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.79)$$

dengan,

$d_o$  = Diameter dalam *tube* (m)

$d_i$  = Diameter luar *tube* (m)

$k$  = Koefisien konduktivitas (W/m.K)

$h_i$  = Koefisien konveksi fluida yang mengalir dalam *tube* (W/m<sup>2</sup>K)

$h_o$  = Koefisien konveksi fluida yang mengalir dalam *shell* (W/m<sup>2</sup>K)

Sedangkan untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* pada *plate-fin* dan *tube-fin*, diperlukan efisiensi fin, sehingga dapat dirumuskan menjadi:

$$1/UA = \frac{1}{(\eta_o h A)_h} + \frac{a}{K_w A_w} + \frac{1}{(\eta_o h A)_c}; A_w = W L (2 N_p + 2) \quad (2.80)$$

dengan,

$U$  = Overall heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>K)

$A_c$  = Luas permukaan fluida dingin (m<sup>2</sup>)

$A_h$  = Luas permukaan fluida panas (m<sup>2</sup>)

$a$  = Tebal plat (m)

$A_w$  = luas permukaan lateral (m<sup>2</sup>)

$h_c, h_h$  = Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m<sup>2</sup>K)

$\eta_o$  = Overall efficiency fin

## 2.7 Menghitung performa *heat exchanger* dengan metode NTU

Dalam perancangan tugas akhir ini, metode analisis perpindahan panas yang digunakan untuk mengevaluasi performa *heat exchanger* adalah metode NTU. Metode ini lebih efektif, jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar kalor yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut ( $q_{maks}$ ) yang dimiliki oleh alat penukar kalor tersebut.

$$q_{maks} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.81)$$

Jika  $C_c < C_h$ , maka  $q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$

Jika  $C_c > C_h$  maka  $q_{maks} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$

Sedangkan *effectiveness* ( $\epsilon$ ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas  $0 < \epsilon < 1$ . Untuk semua tipe alat penukar kalor, *effectiveness* dapat dinyatakan:

$$\epsilon = f \left( NTU, \frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) \quad (2.82)$$

atau dapat dinyatakan melalui persamaan:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{maks}} \quad (2.83)$$

*Number of Transfer unit* (NTU) merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.84)$$

dimana  $C_{min}$  diperoleh untuk nilai yang terkecil dari:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot cp_c \quad (2.85)$$

atau

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p_h} \quad (2.86)$$

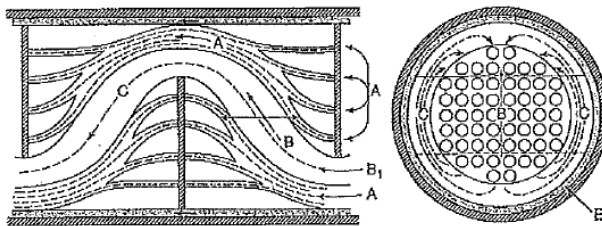
## 2.8 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

Dalam perancangan *shell and tube heat exchanger*, *pressure drop* yang terjadi harus diperhitungkan dan tidak boleh melebihi batas yang diizinkan. Pembatasan itu diperlukan sebab menyangkut biaya operasi. Bila *pressure drop* terlalu besar, *heat exchanger* dapat dianggap tidak ekonomis yang berkaitan dengan semakin besarnya daya pompa untuk mengatasi *pressure drop*. Sedangkan apabila *pressure drop* terlalu kecil, juga memberikan proses perpindahan panas yang dihasilkan juga kecil, sehingga efisiensi peralatan akan berkurang.

### 2.8.1 Pressure Drop pada *Shell and Tube*

#### A. *Pressure drop* pada sisi *shell*

*Pressure drop* pada sisi *shell* bergantung pada banyaknya jumlah *tube* dan *baffle* yang dilalui oleh fluida, kecepatan fluida yang mengalir di dalam *tube*, dan faktor gesekan. Menurut percobaan dan analisa Tinker, karakteristik aliran dalam *shell* dengan *segmental baffle*, dibagi seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.25** Distribusi Aliran Pada Sekitar Baffle

Keterangan gambar:

A = aliran disebabkan kebocoran pada celah antara tube dengan lubang tube pada satu *baffle space*.

B = aliran yang melewati susunan buluh (*tube bundle*).

C = aliran yang melintasi celah laluan bebas (*by pass*) antara susunan tube dan dinding *shell*.

E = kebocoran aliran antar tepi *baffle* dan dinding dalam *shell*.

F = aliran yang melewati celah diantara *tube bundle*.

Dalam menganalisis *pressure drops* akan digunakan metode Delaware-Bell yang merupakan pengembangan analisis Tinker. Metode ini banyak menggunakan faktor koreksi. Sebelum menganalisis, perlu diketahui terlebih dahulu nilai  $Re_s$ , sedangkan faktor koreksi susunan buluh ideal dirumuskan sebagai berikut:

$$f = b1 \left( \frac{1.33}{\frac{PT}{do}} \right)^b (Res)^{b2} \quad (2.87)$$

$b_1, b_2, b_3$ , dan  $b_4$  merupakan konstanta dan dapat dilihat pada tabel karena  $f_1$  adalah fungsi dari  $Re_s$ , sehingga  $Re_s$  dirumuskan dengan:

$$Re_s = \frac{do \, ms}{\mu \, As} \quad (2.88)$$

Sedangkan konstanta  $b$  dirumuskan

$$b = \frac{b3}{1+0.14(Res)^{b4}} \quad (2.89)$$

### 1. Faktor Koreksi Penurunan Tekanan

a. Faktor koreksi adanya kebocoran *baffle* ( $R_b$ ).

Parameter luas bidang kebocoran ( $r_s$ ) dan parameter luas bidang diketahui melalui persamaan 2.51 dan 2.56.

b. Faktor koreksi aliran yang melalui celah aliran bebas yaitu aliran C dan F dinotasikan  $R_b$ .

Pressure drop dalam aliran menyilang antara jarak *baffle* pada susunan buluh ideal dinotasikan dengan

$$\Delta P_{b,i} = 2 \times 10^{-3} f_i N_{tcc} \left( \frac{m_s^2}{\rho} \right) \phi^r \quad (2.90)$$

## 2. Penurunan Tekanan pada Aliran Menyilang Antara Baffle Tips ( $\Delta P_c$ )

Penurunan tekanan ini antara lain disebabkan oleh aliran bebas, gesekan fluida pada susunan buluh dan kebocoran fluida aliran A dan E yang dapat dilihat pada gambar 2.25. Penurunan tekanan karena pengaruh tersebut diberikan pada rumus berikut:

$$\Delta P_c = (Nb - 1) (\Delta P_{b,i} R_b R_i) \quad (2.91)$$

## 3. Penurunan Tekanan pada Baffle Window ( $\Delta P_w$ )

Penurunan tekanan bentuk ini dipengaruhi oleh bukaan baffle yang dirumuskan melalui persamaan:

$$\Delta P_w = \frac{2+0.6N_{tcw}}{2gc \rho c} \left( \frac{M s^2}{S m S w} \right) \quad (2.92)$$

Luas bidang laluan baffle window ( $S_w$ ) dirumuskan dengan:

$$S_w = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left( \frac{\theta ds}{360} - \frac{\sin \theta ds}{2\pi} \right) - N t F w \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2.93)$$

Jumlah efektif baris tube pada baffle window ( $N_{tcw}$ ) didapatkan dari persamaan:

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[ \frac{D_s B c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (2.94)$$

## 4. Penurunan Tekanan pada Bagian Masuk dan Keluar

Penurunan tekanan ini hanya dipengaruhi oleh aliran bebas yang dirumuskan dengan:

$$\Delta p_e = (\Delta P_{b,i}) \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s \quad (2.95)$$

Sedangkan  $R_s$  adalah faktor koreksi jarak antar *baffle* dibagian masuk dan keluar nilainya tergantung dari jarak *baffle* dalam *shell*.

1. Untuk  $L_{bc} = L_{bo} = L_{bi}$  è  $R_s = 2$ .
2. Untuk  $L_{bo} = L_{bi} = 2L_{bc}$  è  $R_s = 1$  untuk aliran laminar dan  $R_s = 0.57$  untuk aliran turbulen
3. Untuk tipe U-tube  $L_{bc} = L_{bi}$  dan  $L_{bo} = 2L_{bc}$  è  $R_s = 1.5$  untuk aliran laminar dan  $R_s = 3.0$  untuk aliran turbulen.

### 5. Penurunan Tekanan Total dalam Shell

Penurunan tekanan total didalam *shell* merupakan jumlah dari ketiga komponen tekanan diatas:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (2.96)$$

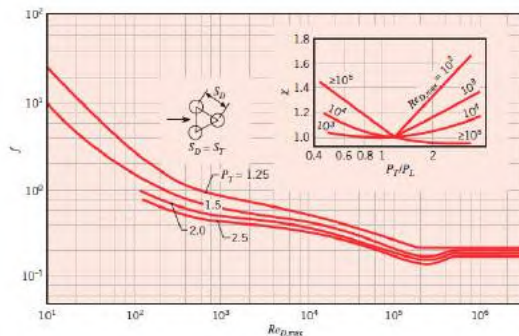
### B. Pressure drop pada sisi tube

Akibat gesekan yang terjadi akan menimbulkan penurunan tekanan didalam *tube*. Persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung *pressure drop* pada sisi *tube* adalah:

$$\Delta P = f \frac{G^2 L t_a N_p}{5.22 \cdot 10^{10} D t s} \quad (2.97)$$

dengan,

- $f$  = Faktor koreksi didapatkan pada gambar 2.26
- $N_p$  = Jumlah *tube* arah longitudinal
- $\rho$  = Massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )
- $G$  = Kecepatan massa fluida dalam pipa ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )



**Gambar 2.26** Friction factor dan correction factor untuk tube dengan susunan staggered.



### 2.8.2 Pressure Drop pada Plate-Fin Heat Exchanger

Perhitungan *pressure drop* untuk alat penukar kalor tipe *plate-fin* dapat menggunakan persamaan:

$$\Delta P = \frac{G}{2\rho_1} \left[ (k_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left( \frac{\rho_o}{\rho_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{\square n} \rho_m} - (1 - k_e - \sigma^2) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (2.98)$$

dengan,

$G$  = Maximum mass velocity (kg/m<sup>2</sup>s)

$\sigma$  = Rasio *free flow area* dengan *frontal area*

$Q_o$  = Massa Jenis fluida *outlet* (kg/ m<sup>3</sup>)

$Q_i$  = Massa Jenis fluida *inlet* (kg/ m<sup>3</sup>)

$Q_m$  =  $(Q_i + Q_o)/2$  (kg/m<sup>3</sup>)

$f$  = Friction factor

### 2.8.3 Pressure Drop pada Tube Fin Heat Exchanger

#### A. Pressure Drop pada Tube

Gesekan yang terjadi antar fluida dan tube akan menimbulkan kerugian tekanan sepanjang aliran di dalam tube. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$\Delta P = \left( 4f \frac{LNp}{di} + 4Np \right) \frac{\rho U m^2}{2} \quad (2.99)$$

#### B. Pressure Drop pada Fin

Perhitungan *pressure drop* untuk alat penukar kalor tipe *tube-fin* dapat menggunakan persamaan:

$$\Delta P = \frac{G v_i}{2} \left[ f \frac{At}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_i}{\rho} - 1 \right) \right] \quad (2.100)$$

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## BAB III METODOLOGI

Metode penelitian penggantian pre-cooler ini menggunakan analisis termal dalam bentuk perhitungan *overall heat transfer coefficient* (U), metode LMTD, *heat transfer* (Q), dan perhitungan *pressure drop*. *Re-design pre-cooler* dilakukan untuk mencari dimensi *pre-cooler* yang sesuai dan dapat dijadikan sebagai alternatif untuk penggantian *existing pre-cooler*.

### **Pengambilan Data**

Pengambilan data yang digunakan untuk melakukan *redesign pre-cooler* didapatkan melalui data operasi milik PLTG 3 Alsthom PT. PLN (Persero) Sektor Pembangkitan Pengendalian Keramasan, Sumatera Selatan. Beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perancangan alat. Data-data pendukung diambil dari beberapa textbook dan sumber-sumber revelan lainnya.

### **3.2 Analisis Evaluasi Performa *Existing Pre-cooler***

Analisis untuk menguji performa *existing pre-cooler* menggunakan analisis perpindahan panas. Analisis performa tersebut dilakukan dengan memperoleh data-data yang diperoleh dari *existing pre-cooler* yang digunakan untuk melakukan uji performa.

#### **3.2.1 Evaluasi Performa Eksisting**

Metode yang digunakan untuk mengevaluasi pre-cooler pada kondisi eksisting menggunakan metode NTU. Langkah-langkah yang diperlukan untuk analisis *pre-cooler* dengan metode NTU adalah sebagai berikut:

1. Menghitung nilai  $C_{hot}$ ,  $C_{cold}$ , dan menentukan  $C_{min}$  dan  $C_{max}$
2. Menghitung nilai  $C_r$
3. Menghitung nilai UA

4. Menghitung nilai NTU
5. Mendapatkan nilai efektivitas (*effectiveness*)
6. Diperoleh performa dari *existing pre-cooler* dan desain *pre-cooler* yang baru.

### 3.3 Analisis Perancangan *Pre-cooler*

Perancangan *pre-cooler* pada tugas akhir ini berdasarkan analisis perpindahan panas. Analisis tersebut meliputi *redesign pre-cooler* dan performa dari *pre-cooler*. Analisis tersebut dilakukan dengan data-data penunjang yang digunakan untuk proses *redesign*, sehingga *pre-cooler* dapat sesuai dengan hasil yang diinginkan.

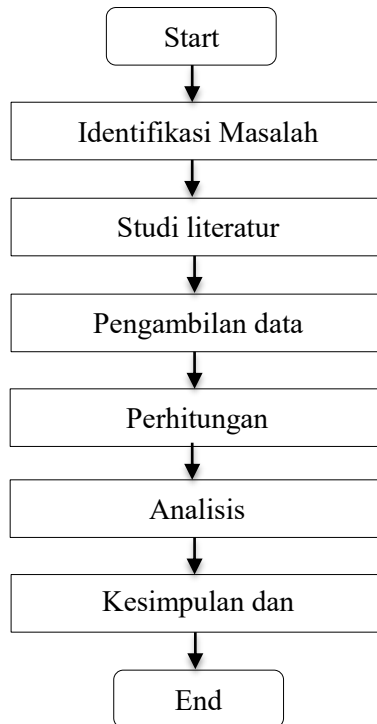
#### 3.3.1 Perancangan *Pre-cooler* dengan Metode $\Delta T_{LMTD}$

Dalam merancang sebuah alat penukar kalor, diperlukan suatu metode yang ditujukan untuk menghitung unjuk kerja dari alat penukar kalor tersebut. Langkah-langkah yang diperlukan dalam merancang *pre-cooler* dengan metode  $\Delta T_{LMTD}$  adalah sebagai berikut:

1. Menghitung nilai  $\Delta T_{LMTD}$ .
2. Menentukan dimensi *heat exchanger* yang sesuai dengan spesifikasi.
3. Menghitung koefisien konveksi pada sisi internal dan eksternal.
4. Menghitung nilai *overall heat transfer coefficient* (U).
5. Menghitung luasan perpindahan panas.
6. Menghitung besar laju perpindahan panas heat exchanger.
7. Diperoleh data desain *pre-cooler*.

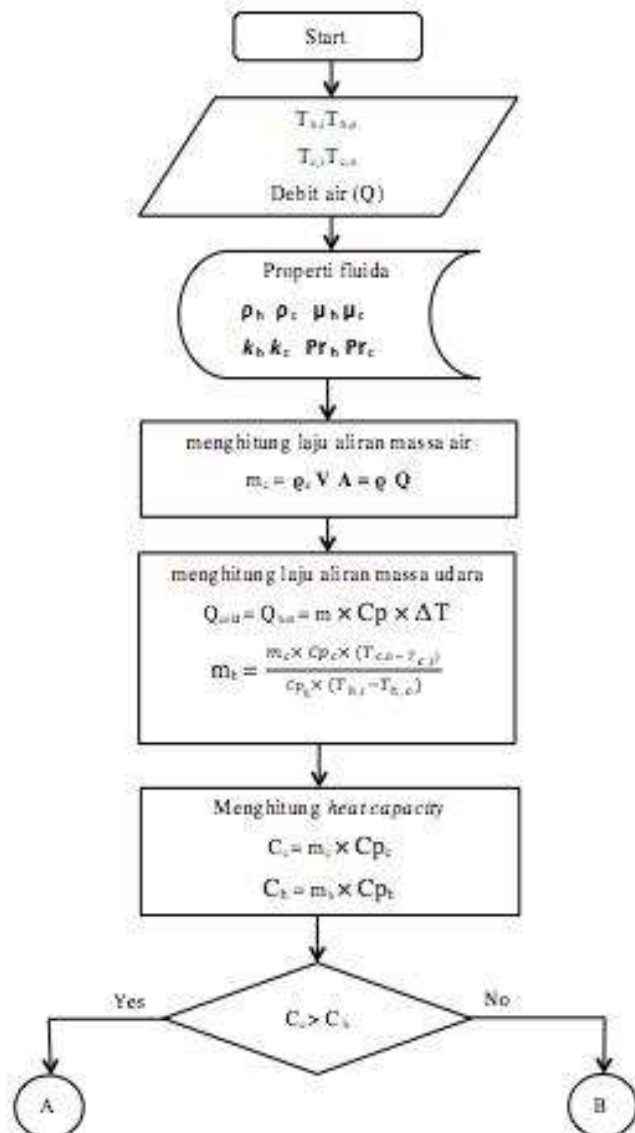
### 3.4 *Flowchart* Penelitian

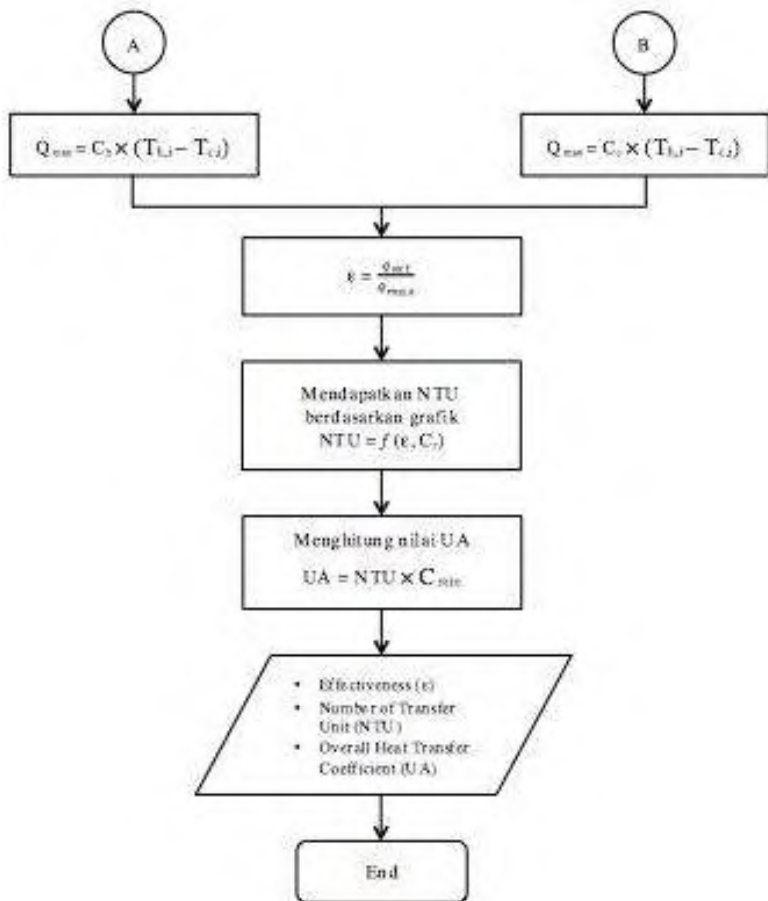
Kerangka atau alur berpikir digunakan untuk mempermudah proses penelitian. Adapun kerangka berpikir penelitian ini dijelaskan pada *flowchart* penelitian dibawah ini:



**Gambar 3.1** Flowchart Penelitian

### 3.5 Flowchart Perhitungan Metode NTU

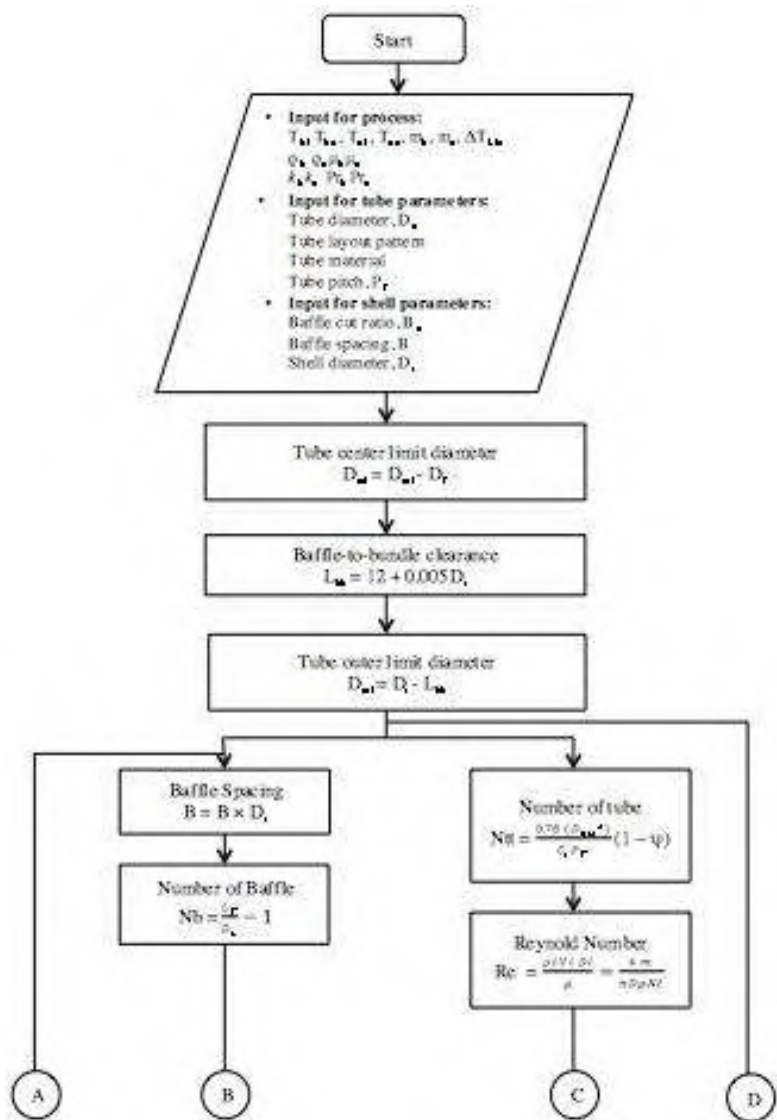


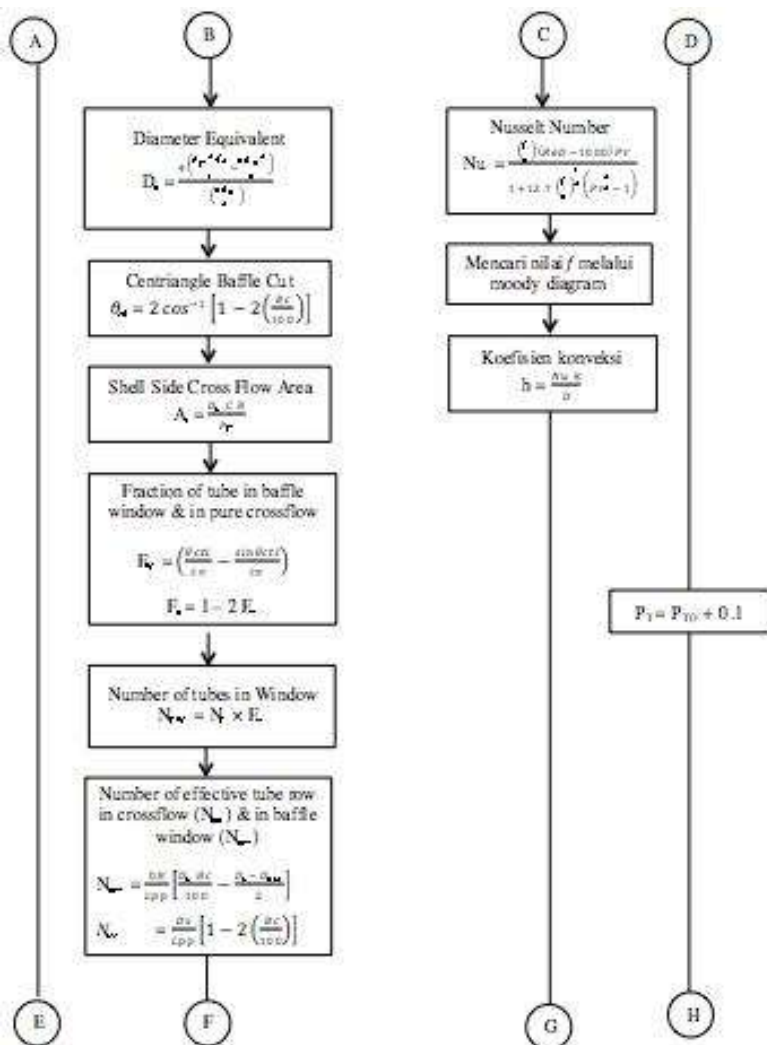


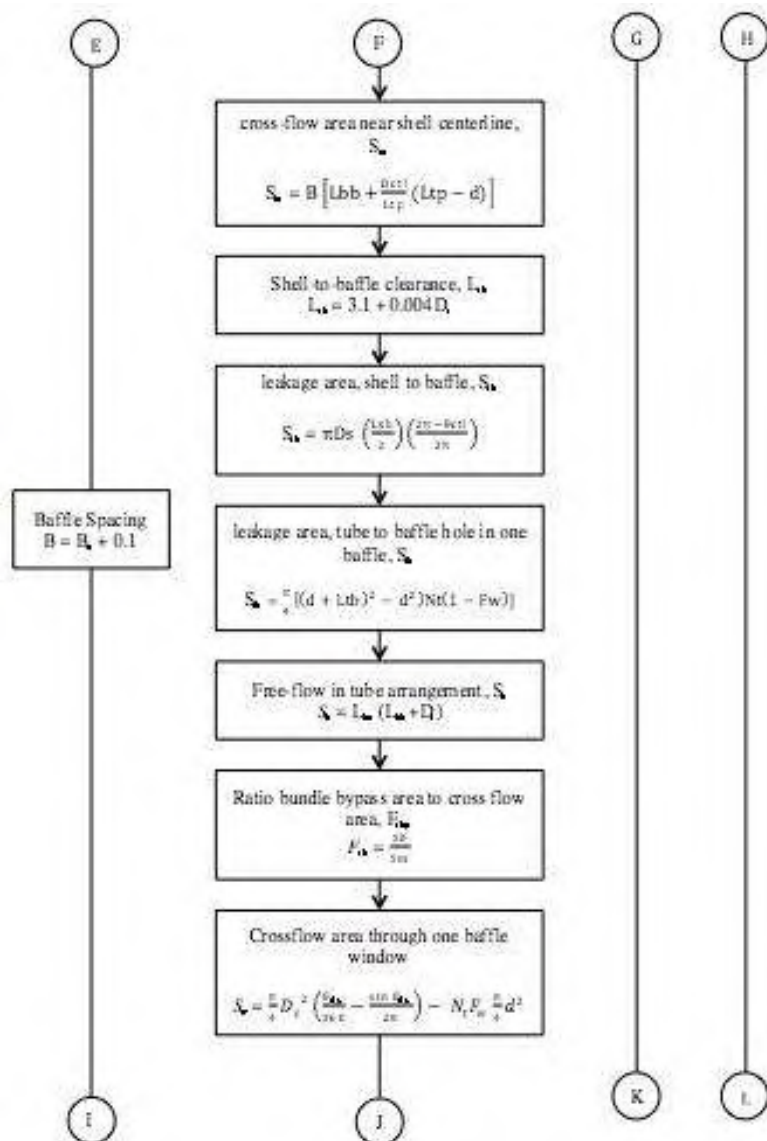
**Gambar 3.2** Flowchart perhitungan metode NTU

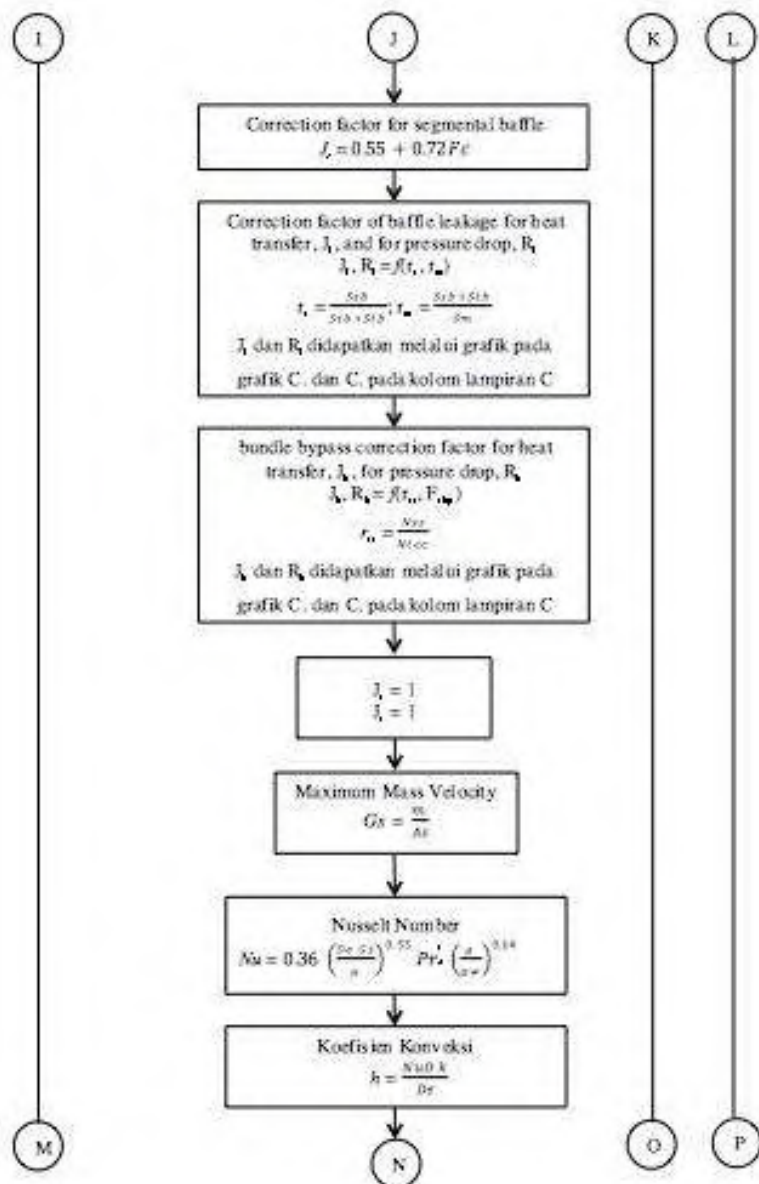


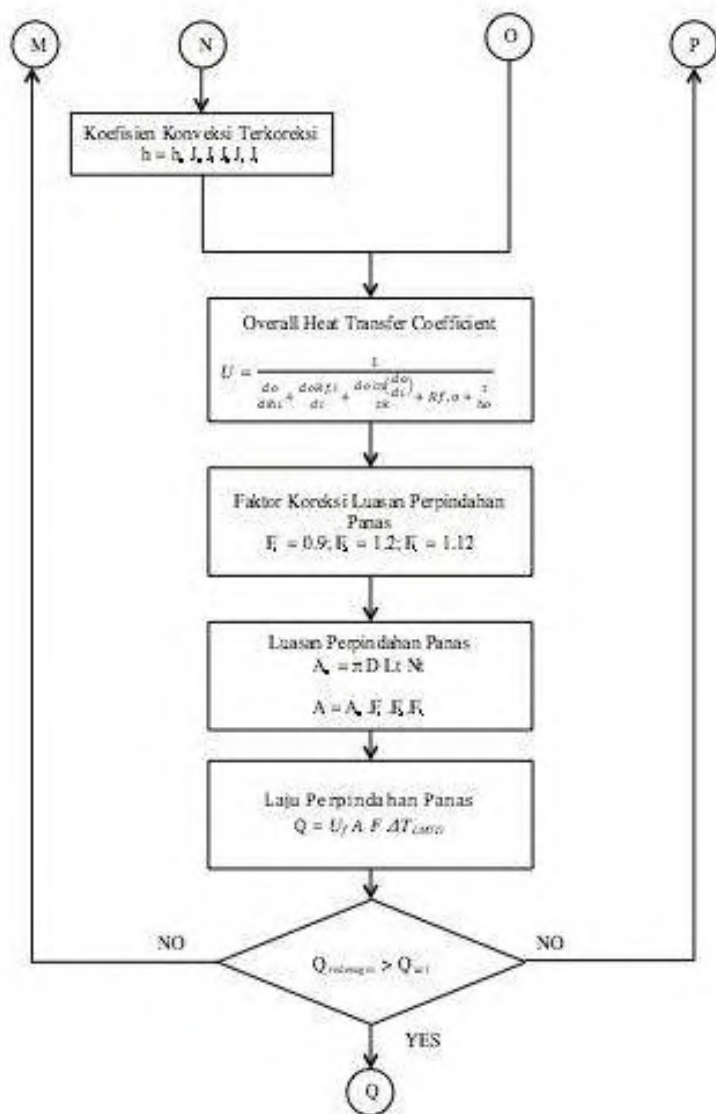
### 3.6 Flowchart Re-design Shell and Tube dengan Metode LMTD.

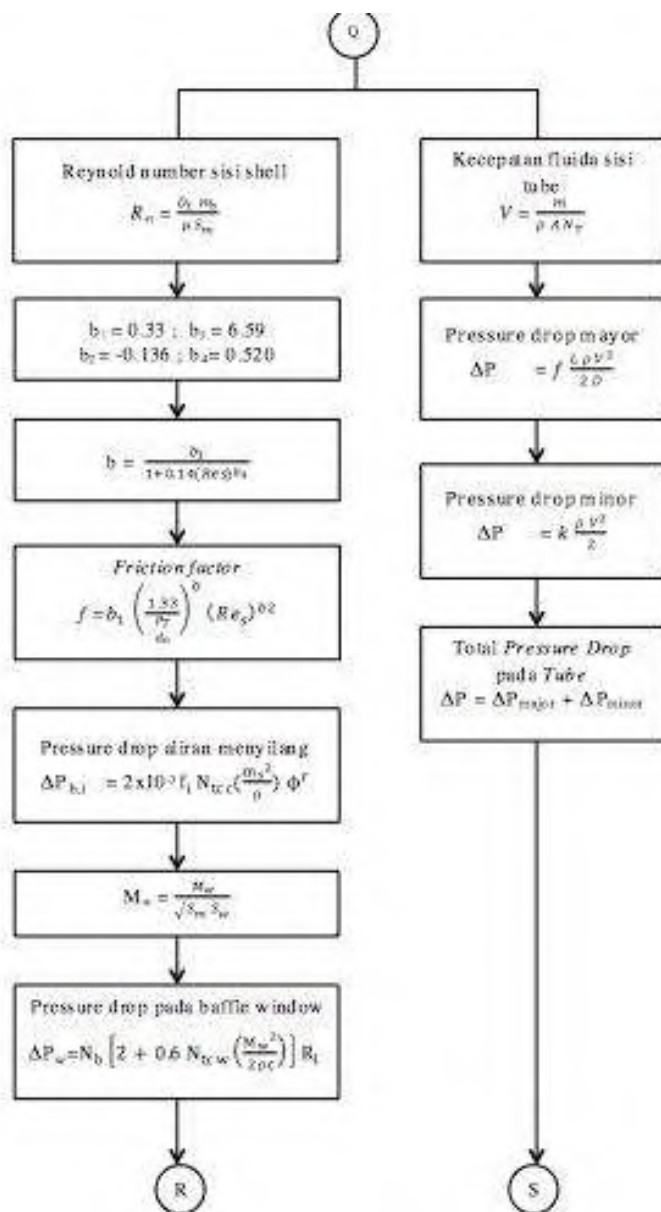


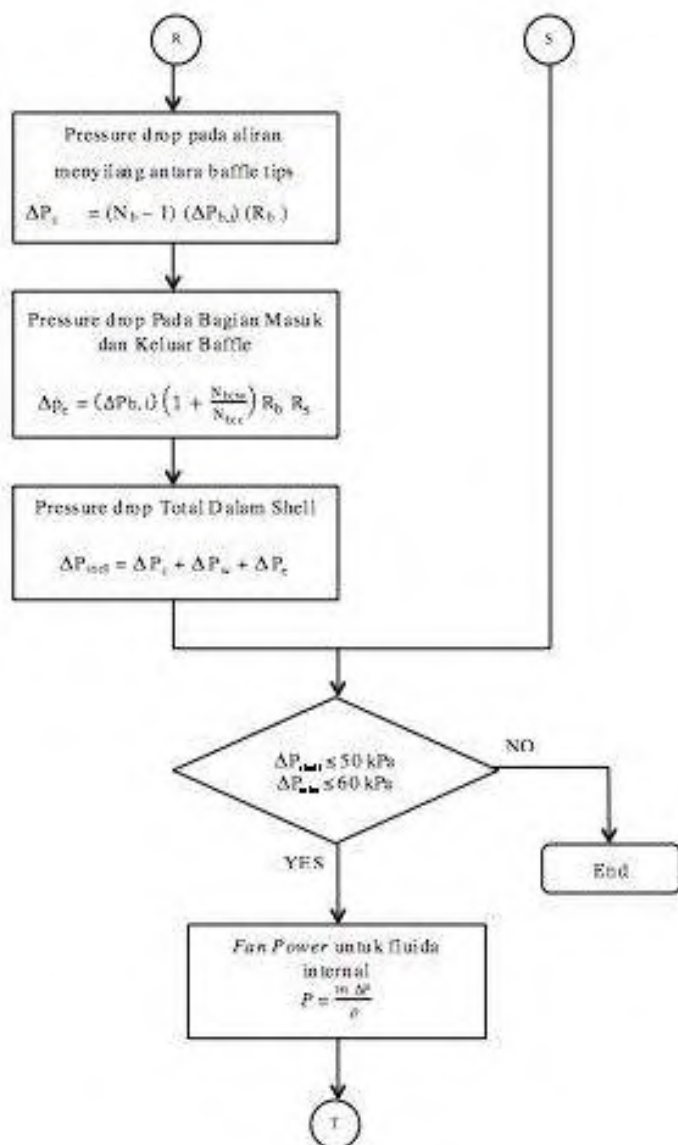


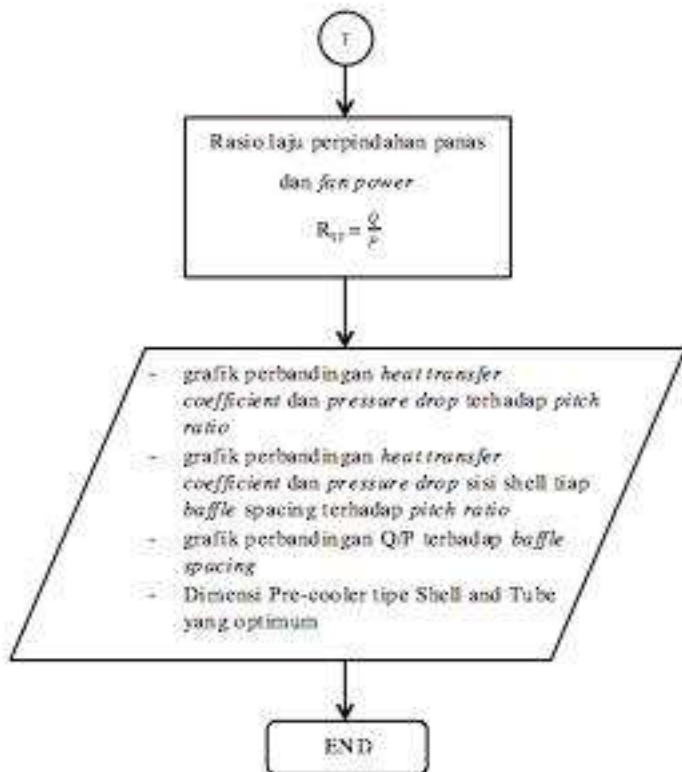








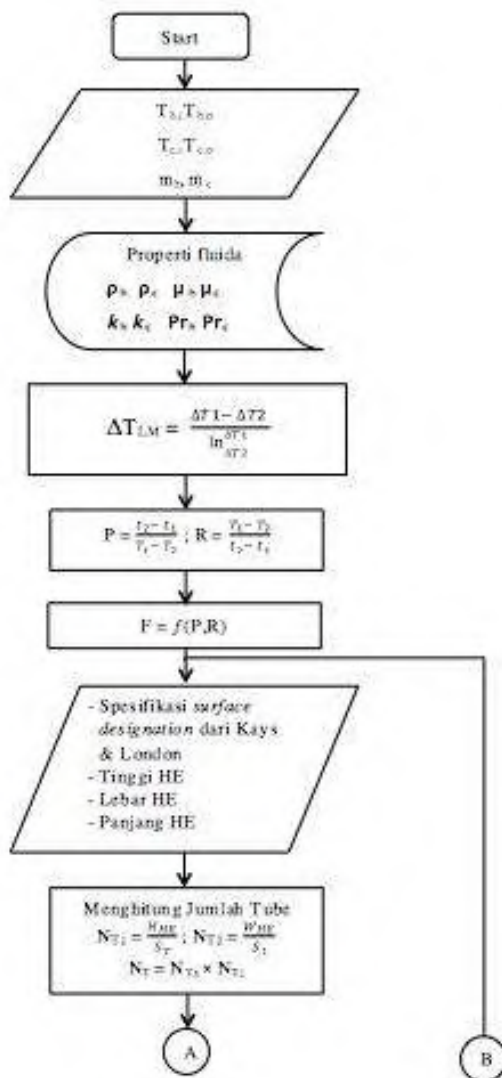


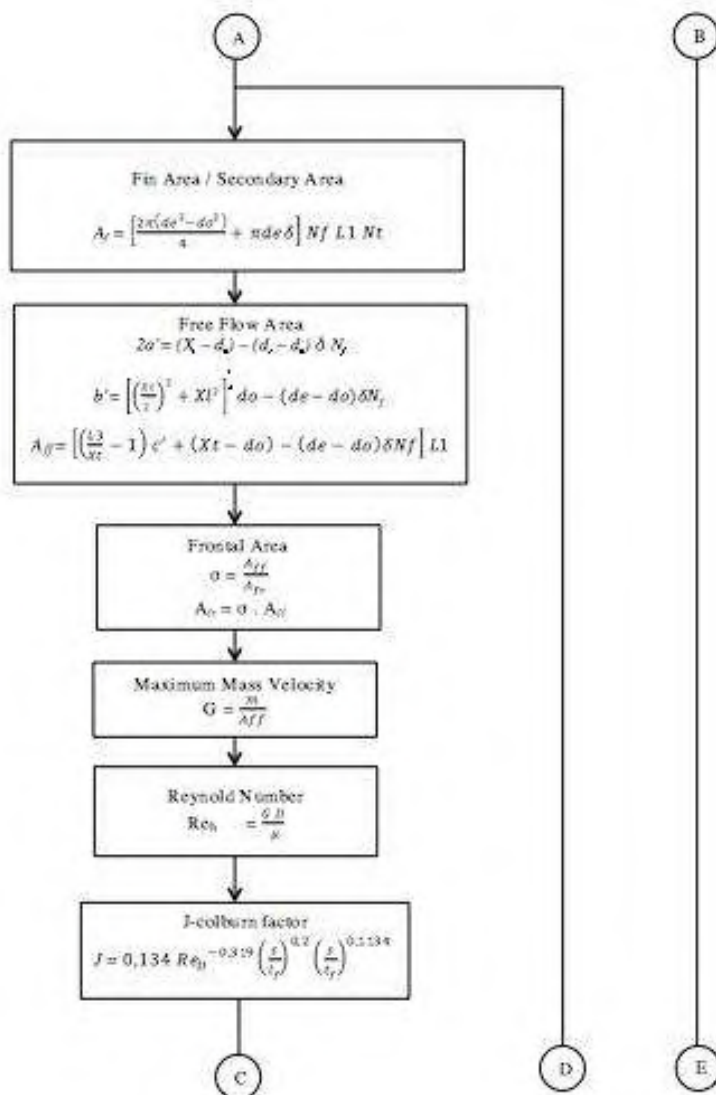


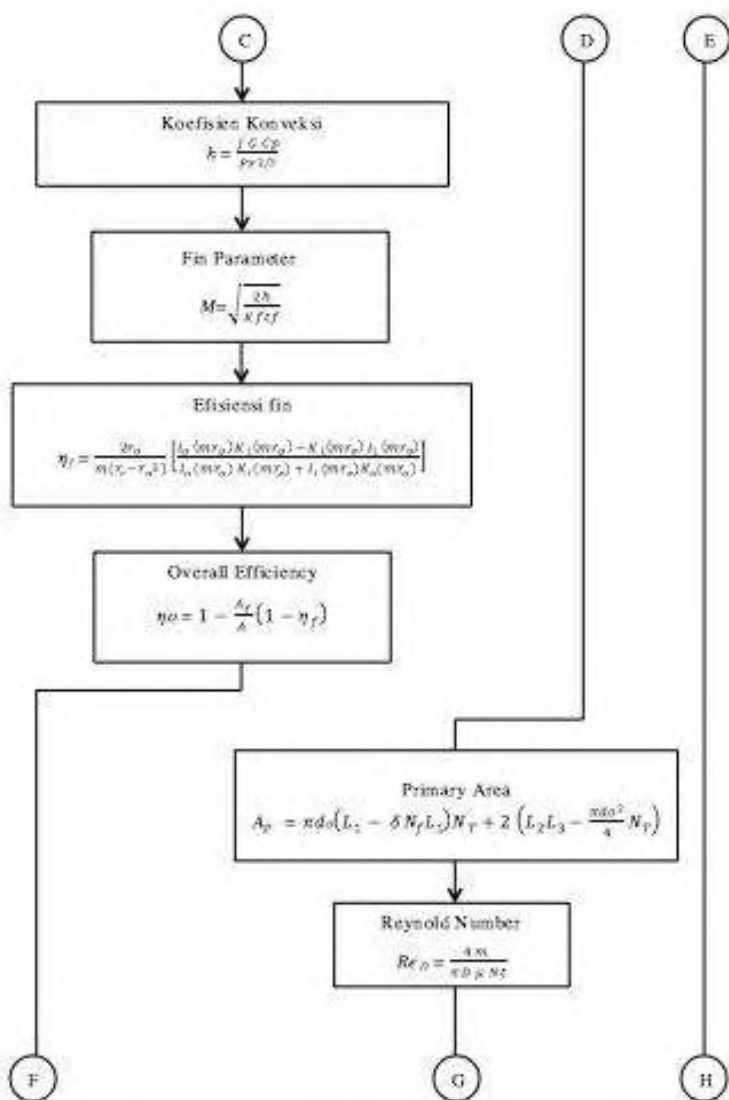
**Gambar 3.3** Flowchart *re-design shell and tube* dengan metode LMTD.

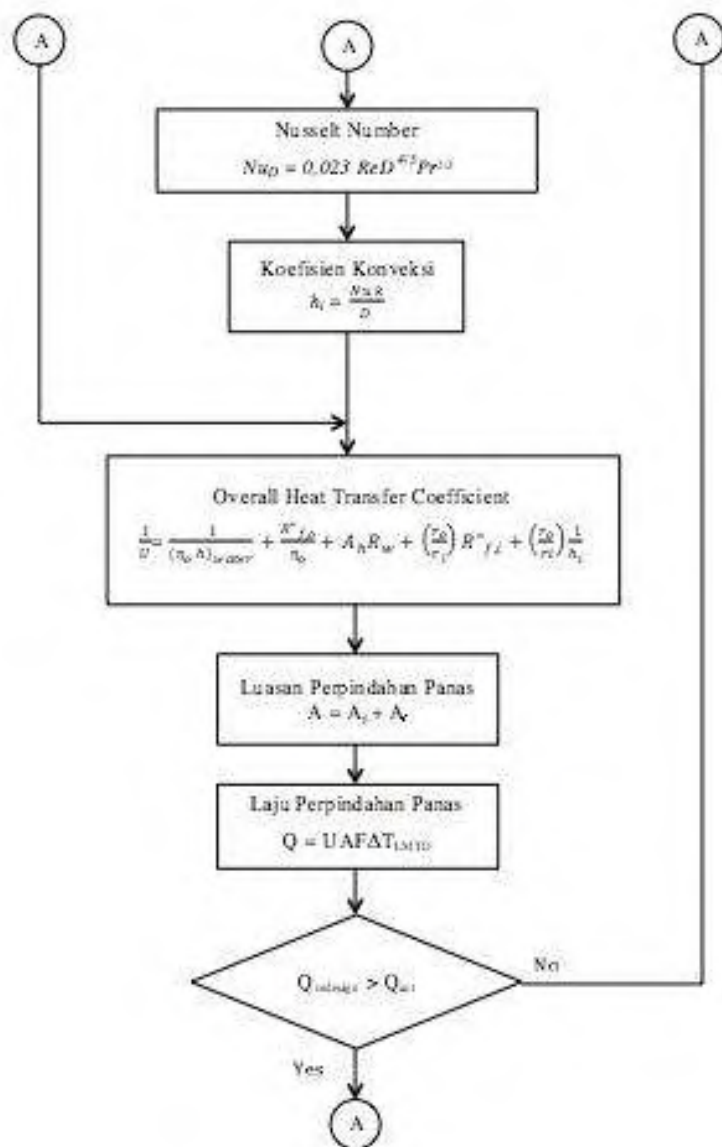


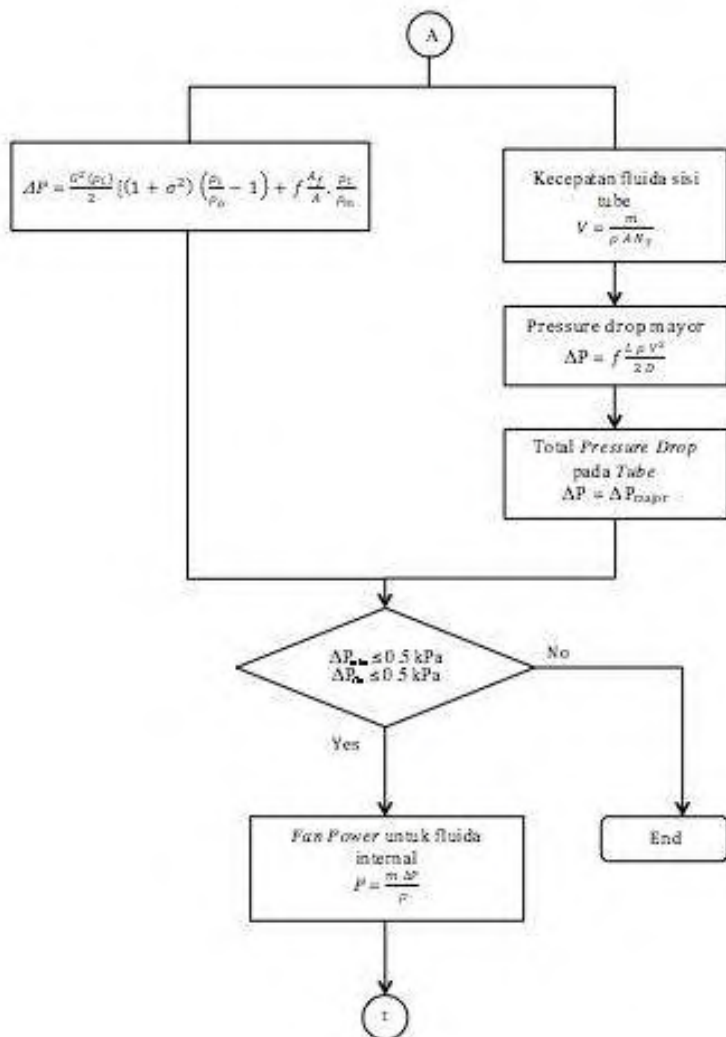
### 3.7 Flowchart Perhitungan Re-design Circular Finned Tube dengan Metode LMTD.

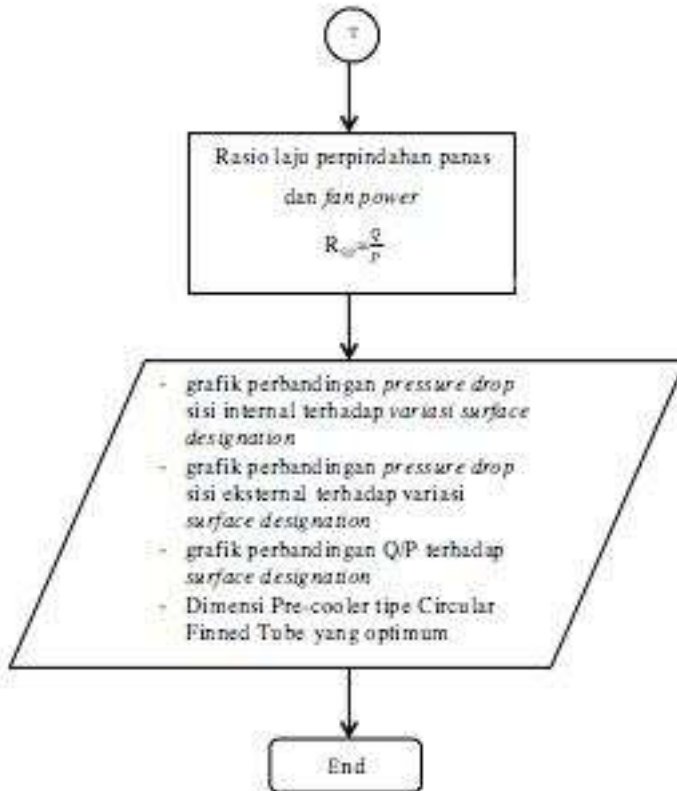






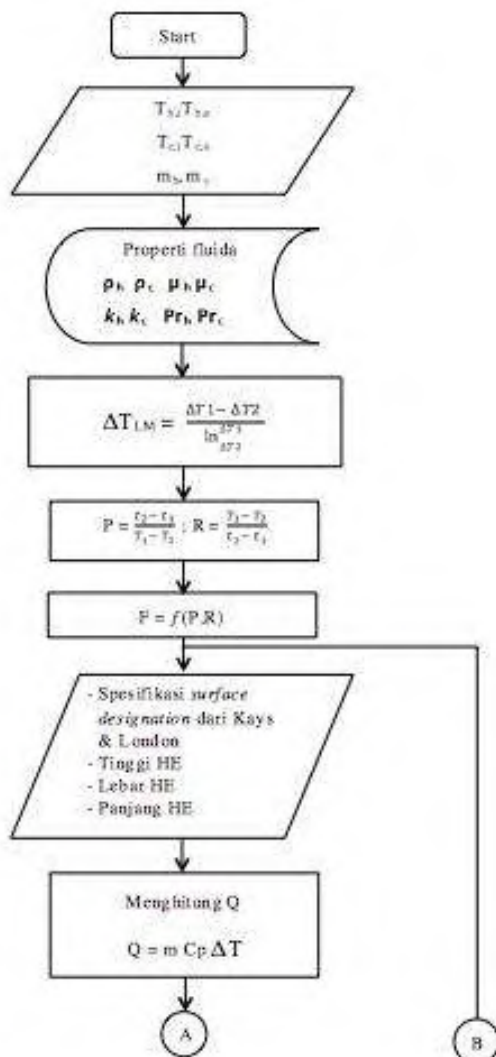


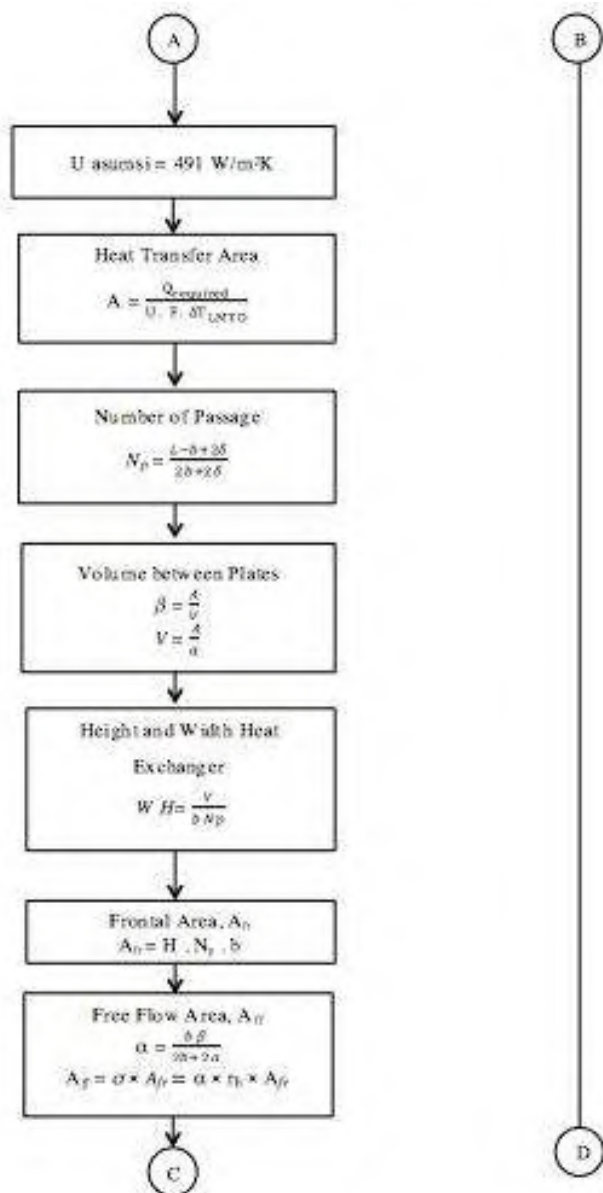




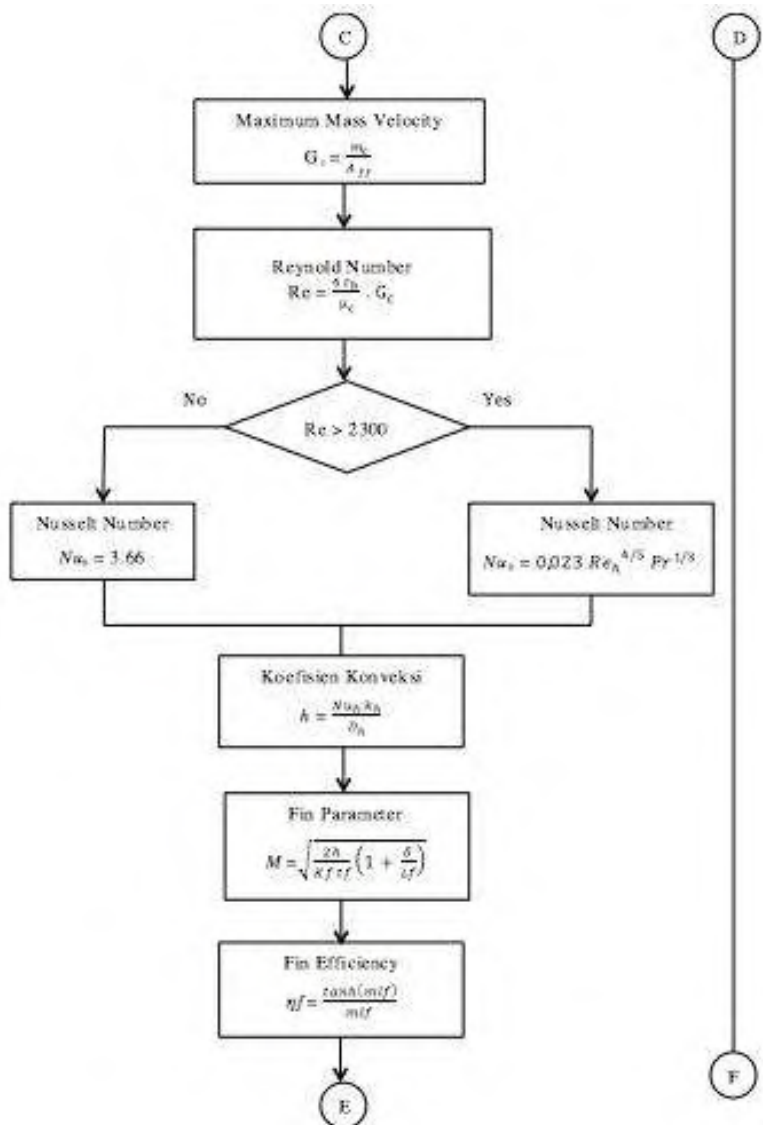
**Gambar 3.4** Flowchart *Re-design Circular Finned Tube* dengan Metode LMTD

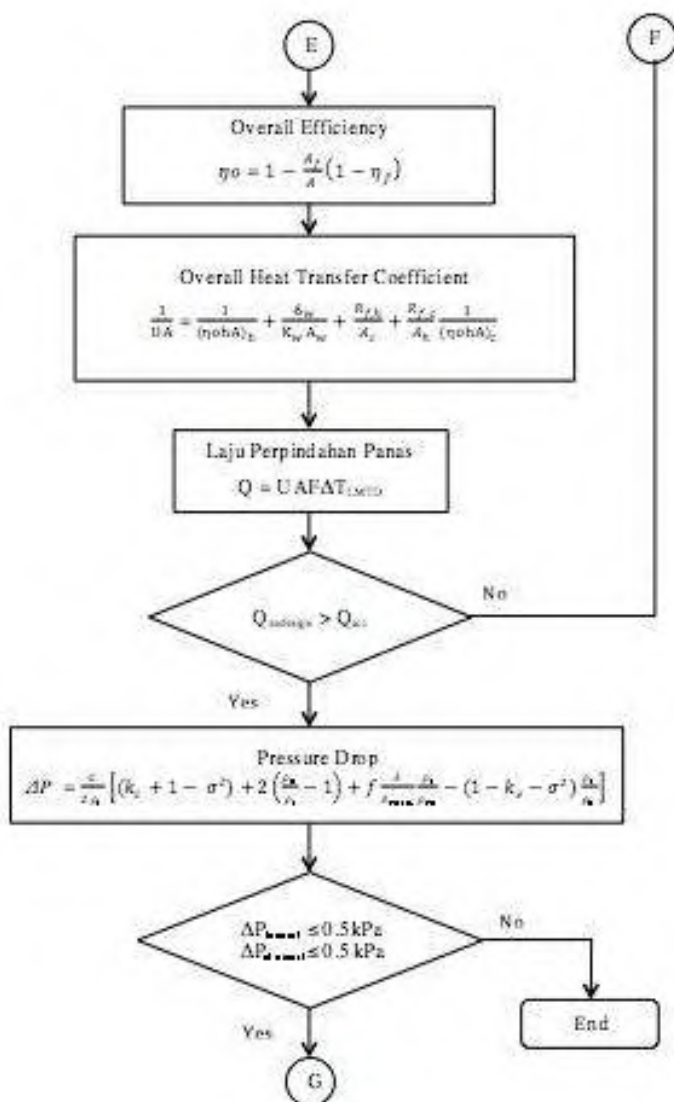
### 3.8 Flowchart Re-design Plate Fin Tube Heat Exchanger dengan Metode LMTD



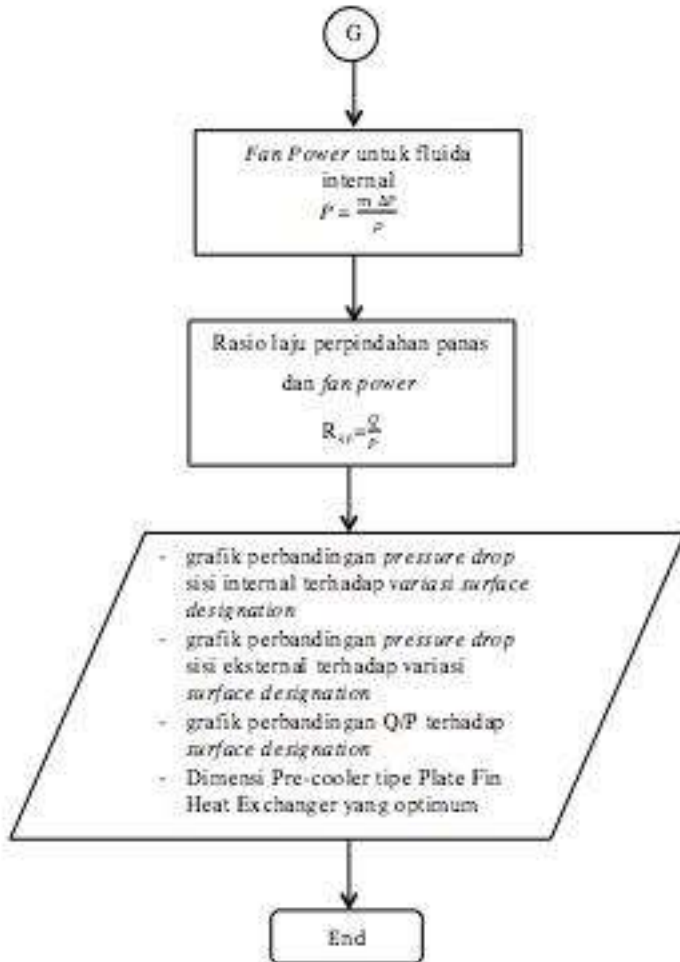










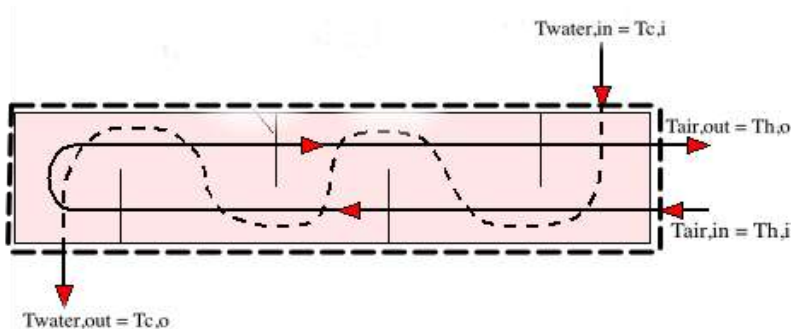


**Gambar 3.5** Flowchart Re-design Plate Fin Heat Exchanger dengan Metode LMTD

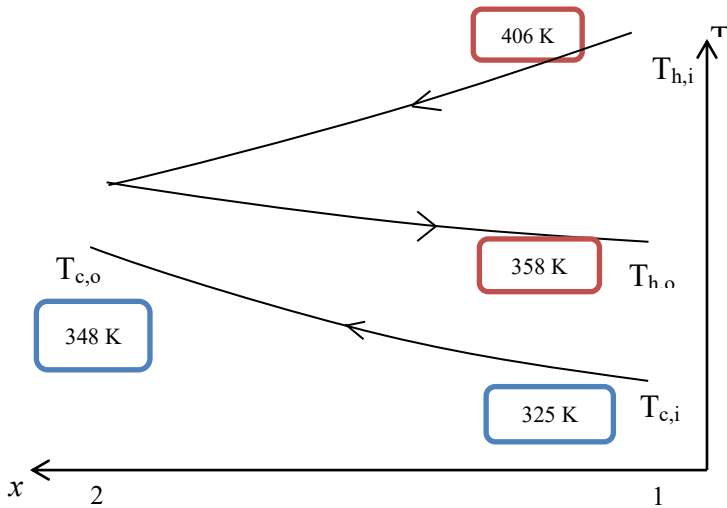
## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Skema dan Kondisi Operasi *Pre-cooler*

Dalam menganalisis *pre-cooler*, dibutuhkan batas kontrol dari objek yang akan dianalisis. Hal tersebut dapat membantu mengevaluasi performa dan merancang ulang (*re-design*) *pre-cooler*. Pada tugas akhir ini hanya dilakukan analisis performa dan redesign pada *pre-cooler* dan tidak dilakukan analisis perubahan performa pada sistem PLTG yang mungkin disebabkan oleh perubahan performa dari *pre-cooler*. *Pre-cooler* eksisting termasuk dalam kelas *shell and tube* dengan tipe F. Fluida yang mengalir dalam tube merupakan fluida panas yaitu udara, sedangkan fluida dingin dialirkan di luar tube / di dalam shell. Kondisi temperatur udara dan air yang mengalir melalui *pre-cooler* dapat dijelaskan melalui gambar 4.2.



**Gambar 4.1** Control Volume Existing Pre-cooler



**Gambar 4.2** Distribusi Temperatur *Pre-cooler*

➤ **Heat duty berdasarkan data operasi harian**

Perhitungan heat duty dibutuhkan untuk mencari besar heat duty yang terbesar. Heat duty tersebut akan dijadikan sebagai dasar awal perancangan alat penukar kalor. Sebelum menghitung besar heat duty per masing-masing beban turbin gas, perlu dihitung terlebih dahulu laju aliran massa dan properti untuk kedua fluida.

1) Menghitung laju aliran massa air pendingin

$$Q_{\text{air}} = 60 \text{ liter/min} = 1.67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

didapatkan:

$$\begin{aligned} m &= \rho \times V \times A \\ &= 983 \text{ kg/m}^3 \times (1.67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}) \\ &= 0.983 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Data operasi harian *pre-cooler* PLTG 3 Alstom beserta *heat duty*

Day#	$T_{in,i}$	$T_{in,o}$	$T_{out,i}$	$T_{out,o}$	$P_{in}$	$P_{out}$	$\dot{M}_{in}$	$\dot{M}_{out}$	$Cp_{in}$	$Cp_{out}$	$\dot{Q}_{in}$	$\dot{Q}_{out}$
MW	K				Pa		kg/s		K/kg.K		kW	
15.4	125	80	57	77	96	64	0.983	1.76	1.012	4.066	79.94	79.94
11	133	82	56	76	96	63	0.983	1.54	1.012	4.066	79.94	79.94
11	137	87	56	78	100	64	0.983	1.74	1.012	4.066	87.93	87.93
11	135	87	56	75	100	64	0.983	1.56	1.012	4.066	75.94	75.94
11	135	87	51	72	104	64	0.983	1.73	1.012	4.066	83.93	83.93
11	134	86	50	72	105	63	0.983	1.81	1.012	4.066	87.93	87.93
11	134	86	50	71	105	63	0.983	1.73	1.012	4.066	83.93	83.93
11	136	86	58	77	105	62	0.983	1.50	1.012	4.066	75.94	75.94
11	134	86	52	74	105	64	0.983	1.81	1.012	4.066	87.93	87.93
15.4	134	88	55	75	105	63	0.983	1.65	1.012	4.066	79.94	79.94
15.6	134	84	56	75	104	63	0.983	1.50	1.012	4.066	75.94	75.94
15.7	133	85	57	78	104	63	0.983	1.73	1.012	4.066	83.93	83.93
15.9	132	83	53	76	104	63	0.983	1.85	1.012	4.066	91.93	91.93
16.1	133	85	52	75	104	62	0.983	1.89	1.012	4.066	91.93	91.93
15.7	132	87	56	78	105	63	0.983	1.80	1.012	4.066	87.93	87.93
16.2	132	82	54	74	108	64	0.983	1.58	1.012	4.066	79.94	79.94
16.5	131	82	54	74	106	64	0.983	1.61	1.012	4.066	79.94	79.94

Berdasarkan tabel perhitungan heat duty diatas, didapatkan bahwa *heat duty* terbesar berada pada daya turbin gas sebesar 16.1 MW yaitu sebesar 91.9 kW. Besar *heat duty* ini dijadikan sebagai dasar perancangan ulang *pre-cooler* untuk tipe *shell and tube*, *plate fin*, dan *circular finned tube*.

### ➤ Properti Fluida

Tabel 4.1 Sifat fluida kerja sisi tube

Tekanan Operasi, bar	P	4.6
Temperatur masuk, K	$T_{h,i}$	325
Temperatur keluar, K	$T_{h,o}$	348
Densitas, $\text{kg/m}^3$	$\rho$	983
Viskositas, $\text{Ns/m}$	$\mu$	$4.4 \times 10^{-4}$
Konduktivitas termal, $\text{W/m.K}$	$k$	0.685
Spesifik panas, $\text{kJ/kg.K}$	$Cp$	4.066
Bilangan Prandtl	Pr	2.66

**Tabel 4.2** Sifat fluida kerja sisi tube

Tekanan Operasi, bar	P	9.8
Temperatur masuk, K	$T_{h,i}$	406
Temperatur keluar, K	$T_{h,o}$	358
Densitas, $\text{kg/m}^3$	$\rho$	8.7
Viskositas, $\text{Ns/m}$	$\mu$	$2.2 \times 10^{-5}$
Konduktivitas termal, $\text{W/m.K}$	$k$	0.03
Spesifik panas, $\text{kJ/kg.K}$	$C_p$	1.012
Bilangan Prandtl	Pr	0.704

### 4.3 Perancangan *Pre-cooler tipe shell and tube*

#### 4.3.1 Data *Pre-cooler*

Jenis Heat Exchanger: *U-tube Heat Exchanger*

#### ➤ Data Alat Penukar Kalor

- 1) Standar = TEMA
- 2) TEMA Designation
  - Front End = A (Channel and Removable Cover)
  - Shell Type = E (One Pass Shell)
  - Rear End = U (Fixed Tube Sheet)
- 3) Lajuan
  - *Shell* = 1
  - *Tube* = 2
- 4) Material
  - *Shell* = SB 466 C70600 (Cu-Ni)
  - *Tube* = SB 466 C70600 (Cu-Ni)
  - *Baffle* = SB 171 C44300 (Cu-Ni)

**Tabel 4.3** Variabel kontrol, bebas, terikat

Variabel Kontrol		Variabel Bebas	Variabel Terikat
Diameter shell	305 mm	Jarak tube	Jumlah tube



		pitch	
Diameter luar tube	16 mm	Jarak antar baffle	Jumlah baffle
T <sub>hot,in</sub>	133° C	Plugging	Panjang tube
T <sub>hot,out</sub>	85° C	Rasio L/D	
T <sub>cold,in</sub>	52° C		
T <sub>cold,out</sub>	75° C		
Sudut karakteristik tube	60°		
Konduktivitas termal tube	65 W/mK		

#### 4.3.2 Perhitungan Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik ( $\Delta T_{LM}$ )

Analisis Pre-cooler dengan metode LMTD dilakukan dengan menghitung besarnya  $\Delta T_{LM}$  menghitung besarnya  $\Delta T_{LM}$  pada *pre-cooler*. Analisis dilakukan dengan menggunakan pendekatan terhadap karakteristik aliran pada pre-cooler yaitu *multipass flow*. Distribusi temperatur pada pre-cooler ditunjukkan pada gambar 4.2, sehingga perhitungan  $\Delta T_{LM}$  adalah sebagai berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

dengan:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 406 \text{ K} - 348 \text{ K} = 58 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 358 \text{ K} - 325 \text{ K} = 33 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{58 \text{ K} - 33 \text{ K}}{\ln \frac{58 \text{ K}}{33 \text{ K}}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 44.3 \text{ K}$$

Sedangkan untuk faktor koreksi temperatur (F) didapatkan melalui:

$$\circ P = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1}}$$

$$P = \frac{348 \text{ K} - 325 \text{ K}}{406 \text{ K} - 325 \text{ K}} = \frac{23 \text{ K}}{81 \text{ K}} = 0.28$$

$$\circ R = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{T_{c,2} - T_{c,1}}$$

$$R = \frac{406 \text{ K} - 358 \text{ K}}{348 \text{ K} - 325 \text{ K}} = \frac{48 \text{ K}}{23 \text{ K}} = 2.08$$

dengan  $P = 0.28$  dan  $R = 2.08$ , nilai faktor koreksi didapatkan melalui diagram faktor koreksi LMTD untuk tipe *shell and tube* sebesar  $F \approx 0.9$

Sehingga, nilai  $\Delta T_{LMTD}$  menjadi 39.87 K.

#### ➤ Menghitung Luas Perpindahan Panas yang dibutuhkan

Perhitungan luas perpindahan panas dilakukan dengan mengasumsikan nilai overall heat transfer coefficient ( $U_{\text{asumsi}}$ ) [5]. Nilai  $U_{\text{asumsi}}$  pada analisis awal digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas seperti yang ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 4.3 Nilai Asumsi untuk *Overall Heat Transfer Coefficient*

Fluida	$U \text{ (W/m}^2\text{K)}$
<i>Gases to Water</i>	10 – 250

Berikut adalah perhitungan untuk mencari luas perpindahan panas yang dibutuhkan:

- Luas Perpindahan Panas

$$A = \frac{Q}{U F \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = \frac{91.9 \text{ kW}}{150 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 39.87 \text{ K}}$$

$$A = 15.95 \text{ m}^2$$

Dari perhitungan diatas, diketahui bahwa luas perpindahan panas yang dibutuhkan untuk *heat duty* sebesar 91.9 kW adalah 15.95 m<sup>2</sup>.

- **Jumlah tube**

Jumlah tube yang digunakan pada *pre-cooler* berpengaruh terhadap besarnya nilai koefisien konveksi, oleh karena itu diperlukan sebuah perhitungan untuk mencari besar *tube* yang dibutuhkan.

$$N_T = \frac{A}{\pi D L}$$

$$N_T = \frac{15.95}{3.14 \times 0.016 \times 2.2}$$

$$N_T = 145$$

Jumlah tube yang dapat terpasang dalam sebuah *pre-cooler* adalah sebanyak 94 tubes. Setelah itu, dapat dihitung panjang tube yang dibutuhkan melalui persamaan berikut:

- **Diameter shell**

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \left[ \pi d_o^2 \left( \frac{P_T}{d_o} \right)^2 N_t \right]^{1/2}$$

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{0.9}{0.87}} [\pi (0.016^2) (1.25)^2 145]^{1/2}$$

$$D_s = 374 \text{ mm}$$

Tabel 4. Dimensi Shell and Tube

<i>Pitch ratio</i>	$N_T$	$D_{\text{shell}}$ (mm)
1.25	145	374
1.35	145	404

#### 4.3.3 Analisis Perpindahan Panas dan Pressure Drop pada Sisi Internal (tube)

Analisis perpindahan panas pada sisi internal dilakukan untuk mendapatkan besarnya jumlah tube yang dibutuhkan, koefisien konveksi, dan pressure drop yang terjadi. Berikut adalah tabel spesifikasi tube pada *pre-cooler*:

**Tabel 4.4** Spesifikasi tube pada *pre-cooler*

Diameter Luar, mm	$d_o$	16
Diameter Dalam, mm	$d_i$	12
Wall thickness, mm	$L_{TW}$	2
Susunan tube		Triangular 60°

➤ **Koefisien perpindahan Panas Paksa pada Tube**

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas yang terjadi dalam tube terlebih dahulu harus diperhitungkan besarnya angka Reynold yaitu:

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho i V_i D_i}{\mu} = \frac{4 m}{\pi D \mu N t} \\
 &= \frac{4 \times 0.983 \frac{kg}{s}}{0.00027 \frac{Ns}{m^2} \times 0.02 mm \times \frac{10^{-3} m}{1 mm} \times 145} \\
 &= 8190
 \end{aligned}$$

Menghitung Nusselt Number

Diketahui:

bahan Cu-Ni

Diameter 16 mm

Sehingga, dengan nilai  $Re = 19331$  dan relative roughness  $(e/D) = 0.000952$ , didapatkan friction factor melalui moody diagram yaitu sebesar:

$$f = 0.023$$

Sehingga, Nusselt number didapatkan sebesar:

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(ReD-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \\
 &= \frac{\left(\frac{0.026}{8}\right)(8190-1000)(0.704)}{1+12.7\left(\frac{0.026}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(0.704^{\frac{2}{3}}-1\right)}
 \end{aligned}$$

$$= 30.2$$

### Koefisien perpindahan panas

$$\begin{aligned} h &= \frac{NuD k}{D} \\ &= \frac{30.2 \times 0.685}{0.012} \\ &= 2085 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

### ➤ **Pressure drop**

Pada perhitungan pressure drop, batas maksimum penurunan tekanan yang terjadi tidak boleh melebihi 60 kPa [6].

#### *Major Losses*

Sebelum melakukan perhitungan *pressure drop* maka perlu diketahui terlebih dahulu kecepatan fluida dalam tube dengan diketahui panjang *tube* ( $L_T$ ) adalah 3.24 m. Kecepatan air yang mengalir dalam *tube* dapat dihitung dengan rumus.

$$\begin{aligned} V &= \frac{m}{\rho A N_T} \\ &= \frac{0.983 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{8.7 \times 3.14 \times 0.25 \times (0.012)^2 \cdot 94} \\ &= 0.061 \text{ m/s} \end{aligned}$$

setelah mendapatkan kecepatan, dapat dihitung *pressure drop major* pada sisi tube.

$$\begin{aligned} \Delta P &= f \frac{L \rho V^2}{2 D} \\ &= 0.026 \frac{2.31 \times 983 \times 0.061^2}{2 \cdot 0.012} \\ &= 9.51 \text{ kPa} \end{aligned}$$

#### *Minor Losses*

*Minor losses* diakibatkan saluran masuk dan keluar serta belokan – belokan pada *tube* jika ada. Pada *pre-cooler*, dapat diasumsikan *minor losses* terjadi akibat adanya belokan (U-

*bent*). Nilai *loss coefficient* akibat belokan tersebut adalah sebesar 0,2.

$$\begin{aligned}\Delta P &= k \frac{\rho V^2}{2} \\ &= 0,2 \frac{983 \times 0.061^2}{2} \\ &= 0.4 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Total *Pressure Drop* pada *Tube*

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_{\text{major}} + \Delta P_{\text{minor}} \\ &= 9.51 + 0.4 \text{ kPa} \\ &= 9.91 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Berdasarkan contoh perhitungan keseluruhan diatas, didapatkan hasil berupa:

**Tabel 4.4** Hasil perhitungan

<i>Pitch ratio</i>	$N_T$	L (m)	V (m/s)	h (W/m <sup>2</sup> K)	$\Delta P$ (kPa)
1.25	145	2.2	0.093	2085	9.91
1.35	145	2.2	0.093	2085	9.91

#### 4.3.4 Analisis Perpindahan Panas dalam Shell

Analisis perpindahan panas pada sisi shell dilakukan dengan memvariasikan jarak antar baffle. Baffle yang digunakan adalah single segmental baffle dengan baffle cut sebesar 31.5%. Hasil yang akan diperoleh adalah koefisien konveksi pada sisi shell. Variasi *baffle spacing* yang digunakan untuk *re-design pre-cooler* adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.7** Variasi *baffle spacing*

Variasi	Baffle Spacing	Sumber
B <sub>1</sub>	0,2 ID	TEMA
B <sub>2</sub>	0,4 ID	Referensi [2] [4]
B <sub>3</sub>	0,6 ID	Referensi [2] [4]

B <sub>4</sub>	240	Referensi [4]
----------------	-----	---------------

➤ **Jumlah baffle**

Variasi baffle spacing akan mempengaruhi jumlah baffle yang terpasang pada sisi shell dan besarnya koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*. Oleh karena itu, diperlukan perhitungan jumlah *baffle*. Contoh perhitungan jumlah *baffle* menggunakan variasi B<sub>1</sub> dengan jarak anta baffle sebesar 0.2 ID<sub>shell</sub>.

$$\begin{aligned} Nb &= \frac{L_T}{B} - 1 \\ &= \frac{2200 \text{ mm}}{0.2 (374 \text{ mm})} - 1 \\ &= 27 \text{ buah} \end{aligned}$$

➤ **Koefisien Perpindahan Panas Paksa pada sisi *Shell***

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas yang terjadi pada sisi *shell*, terlebih dahulu perlu dihitung besarnya nilai Nusselt yaitu:

$$Nu = 0.36 \left( \frac{De Gs}{\mu} \right)^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}}$$

Diameter equivalent

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{4 \left( \frac{PT^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \\ &= \frac{4 \left( \frac{20^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \times 16^2}{8} \right)}{\frac{\pi \times 16}{2}} \\ D_e &= 15.84 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Luasan Perpindahan Panas sisi *shell*

$$As = \frac{DsCB}{PT};$$

$$C = \text{Clearance} = L_{TP} - D_O = (20 - 16) \text{ mm} = 4 \text{ mm}$$

$$As = \frac{265 \text{ mm} \times 4 \text{ mm} \times 53 \text{ mm}}{20 \text{ mm}}$$

$$= 2809 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 0.002809 \text{ m}^2$$

Maximum Mass Velocity

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{m}{A_s} \\ &= \frac{1.89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.002809 \text{ m}^2} \\ G_s &= 672.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \end{aligned}$$

Nusselt Number

$$\begin{aligned} Nu &= 0.36 \left( \frac{De G_s}{\mu} \right)^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ &= \\ &0.36 \times \left( \frac{15.8 \text{ mm} \times \frac{10^{-3} \text{ m}}{1 \text{ mm}} \times 672.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{0.00046 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}} \right)^{0.55} \times 0.704^{\frac{1}{3}} \left( \frac{0.00046 \text{ Ns}}{0.00046 \text{ m}} \right)^{0.14} \\ Nu &= 262.7 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi shell

$$\begin{aligned} h &= \frac{Nu D k}{De} \\ &= \frac{262.7 \times 0.03}{0.001584} \\ &= 505 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \end{aligned}$$

Koefisien konveksi perpindahan panas yang terkoreksi

$$h = h_o \cdot J_c \cdot J_i \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s$$

dengan  $J_c$ ,  $J_i$ ,  $J_b$ ,  $J_r$ , dan  $J_s$  adalah faktor koreksi sebagai berikut:

1) Pengaruh Konfigurasi Baffle ( $J_c$ ) dengan faktor koreksi ( $F_c$ )

$J_c = 0.55 + 0.72 F_c$  ; untuk Baffle Cut 15%-45%.

$$F_c = 1 - 2 \left( \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{Bc}{100} \right) \right]$$



dengan Baffle Cut = 31.5%, didapatkan nilai  $\theta_{ctl}$ :

$$\begin{aligned}\theta_{ctl} &= 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{31.5}{100} \right) \right] \\ &= 2 \cos^{-1} [1 - 2(0.315)] \\ &= 2 \cos^{-1}(0.37) \\ &= 136.5\end{aligned}$$

Sehingga, nilai  $F_c$  didapatkan sebesar:

$$\begin{aligned}F_c &= 1 - 2 \left( \frac{136.5^\circ}{360} - \frac{\sin(136.5^\circ)}{2\pi} \right) \\ &= 1 - 2(0.29) \\ &= 0.46\end{aligned}$$

$$J_c = 0.55 + 0.72(0.46) = 0.88$$

## 2) Pengaruh kebocoran pada Baffle ( $J_i$ )

Luasan aliran menyilang dalam shell antara jarak *baffle* ditentukan melalui rumus:

$$\begin{aligned}S_m &= B \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp}} (L_{tp} - d) \right] \\ &= 53 \left[ 13.575 + \frac{303.5}{20} (20 - 16) \right] \\ &= 3167 \text{ mm}^2 \\ &= 0.003167 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Luasan bidang kebocoran antara diameter dalam *shell* dengan *baffle* ( $S_{sb}$ ):

$$\begin{aligned}S_{sb} &= \pi D_s \left( \frac{L_{sb}}{2} \right) \left( \frac{2\pi - \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \\ &= 3.14 \times 265 \text{ mm} \left( \frac{3}{2} \right) (0.615) \\ &= 869 \text{ mm}^2 \\ &= 0.000869 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Luasan bidang kebocoran antara baffle dan lubang tube ( $S_{TB}$ ):

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - d^2] Nt(1 - Fw)]$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{3.14}{4} [(16 + 0.2)^2 - 16^2] 71(1 - 0.29)] \\
&= 0.785 (8.04)(69.8) \\
&= 483.9 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

Parameter luas kebocoran

$$r_s = \frac{Ssb}{Ssb+Stb} = \frac{842.2}{842.2+483.9} = 0.635$$

$$r_m = \frac{Ssb+Stb}{Sm} = \frac{842.2+483.9}{3167} = 0.418$$

dari gambar C.15 pada kolom lampiran, dengan  $r_s = 0.635$  dan  $r_m = 0.418$ , didapatkan nilai  $J_i = 0.7$

3) Pengaruh aliran bebas pada susunan tube ( $J_b$ )

$$\begin{aligned}
S_b &= B (L_{bb} + D_i) \\
&= 53 \text{ mm} (13.57 + 16) \\
&= 2115.2 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{sb} &= \frac{Sb}{Sm} = \frac{2115.2}{3167} = 0.667 \\
N_{tcc} &= \frac{Ds}{L_{pp}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{Bc}{100} \right) \right] ; L_{pp} = 0.866 L_{tp} = 19.918 \text{ mm} \\
&= \frac{265}{19.918} [1 - 2(0.315)] \\
&= 5.85
\end{aligned}$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} = \frac{1}{5.85} = 0.17$$

didapatkan dari gambar C.17 pada lampiran, nilai  $J_b = 0.65$

4) Faktor Koreksi Perpindahan Panas Aliran Turbulen ( $J_r$ )

$$J_r = 1 ; \text{Re} > 100$$

5) Faktor Koreksi Jarak Baffle pada Aliran Masuk dan Keluar ( $J_s$ )

$$J_s = 1$$

koefisien konveksi terkoreksi

$$\begin{aligned}h &= h_o J_c J_i J_b J_r J_s \\&= 505 \times 0.88 \times 0.7 \times 0.65 \times 1 \times 1 \\&= 176 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}$$

➤ **Pressure Drop Sisi Shell**

Pressure drop sisi shell dipengaruhi oleh jumlah baffle dan besarnya koefisien gesekan. Persamaan yang digunakan untuk perhitungan pressure drop adalah sebagai berikut:

$$\Delta P_{\text{shell}} = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_s \phi_s} \quad ; \quad f = \exp (0.576 - 0.19 \ln \text{Re}_s)$$

$$\Delta P_{\text{shell}} = \frac{(0.153) 672.8^2 (27+1) 374}{2(9.72)(274)}$$

$$\Delta P_{\text{shell}} = 11.7 \text{ kPa}$$

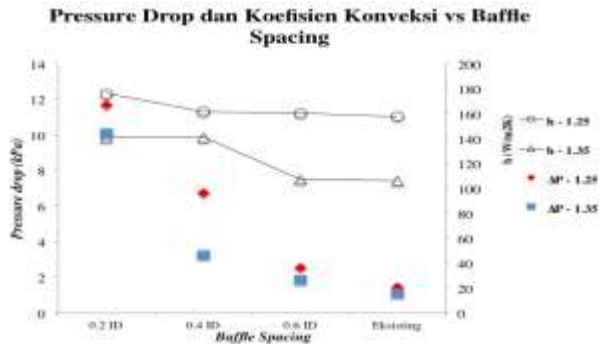
**Hasil Perhitungan Koefisien dan Pressure Drop**

Berdasarkan contoh perhitungan diatas, didapatkan hasil perhitungan yang ditunjukkan dalam tabel:

Tabel 4. Pressure drop dan koefisien konveksi sisi shell

Pitch (mm)	Baffle Spacing (mm)		Nb	h (W/m <sup>2</sup> K)	ΔP (kPa)
20	0.2 ID <sub>shell</sub>	74.8	27	176.00	11.7
	0.4 ID <sub>shell</sub>	149.6	18	161.65	6.72
	0.6 ID <sub>shell</sub>	187	12	160.39	2.52
	240	240	7	157.53	1.45
21	0.2 ID <sub>shell</sub>	80.8	24	140.73	10.1
	0.4 ID <sub>shell</sub>	161.6	11	140.87	3.27
	0.6 ID <sub>shell</sub>	242.4	8	107.05	1.86
	240	240	7	106.20	1.1

a) Pembahasan Grafik *pressure drop* dan *heat transfer* terhadap *baffle spacing*



**Gambar 4.7** Perbandingan *pressure drop* dan *heat transfer* sisi *shell* terhadap *baffle spacing*

Pada gambar 4.7 dapat dilihat bahwa grafik  $h$  dan  $\Delta P$  pada sisi *shell* membentuk *trendline* yang menurun terhadap jarak baffle untuk setiap variasi *pitch ratio*. Hal tersebut menunjukkan peningkatan nilai *baffle spacing* berbanding terbalik dengan nilai koefisien konveksi aliran dan *pressure drop*. Semakin besar nilai *baffle spacing* maka nilai koefisien konveksi aliran dan *pressure drop* semakin kecil. Apabila *baffle spacing* semakin besar, kecepatan aliran akan semakin kecil sehingga nilai koefisien konveksinya juga semakin kecil. Hal tersebut dikarenakan jalur lintasan aliran fluida yang mengalir dalam sisi *shell* semakin berkurang. Peningkatan *baffle spacing* juga mengakibatkan penurunan *pressure drop* yang terjadi pada aliran. Berdasarkan grafik diatas, variasi baffle spacing dengan besar  $0,2 ID_{shell}$  (61 mm) memberikan laju perpindahan panas dan penurunan tekanan yang lebih besar untuk setiap variasi *pitch ratio* apabila dibandingkan dengan jarak antar baffle yang lain. Hal tersebut disebabkan karena jumlah *baffle* yang terpasang semakin banyak,

yaitu sebesar 27 buah, sehingga akan mengakibatkan fluida yang mengalir di sisi *shell* semakin berolak.

#### 4.5 Perancangan Pre-cooler dengan tipe *Circular Finned Tube Heat Exchanger*

*Redesign pre-cooler* dimaksudkan untuk meningkatkan effectiveness perpindahan panas dari kondisi eksisting. Tipe *heat exchanger* yang akan dirancang divariasikan berdasarkan geometri sesuai dengan standar surface designation yang diambil dari buku Compact Heat Exchanger karangan M. Kays dan London. Sedangkan untuk properti masing-masing fluida kerja disesuaikan dengan kondisi eksisting. Perancangan ini menggunakan metode LMTD. Metode LMTD merupakan metode pertama yang digunakan pada perancangan ini. Sebelum melakukan perhitungan dengan menggunakan metode LMTD, diperlukan beberapa input data sebagai berikut:

**Tabel 4.17** Properties Fluida Kerja

Properties	Satuan	Fluida Kerja	
		Air	Udara
Mass flowrate	kg/s	3.48	6.6
Temperature in (Ti)	K	325	406
Temperature out (To)	K	348	358
Specific Heat (Cp)	J/kg K	4066	1012.2
Density	Kg/m <sup>3</sup>	983	0.924
Viscosity	N.s/m <sup>2</sup>	0.00044	0.000022
Thermal Conductivity	W/m.K	0.65	0.03
Prandtl		2.66	0.704

**Tabel 4.3** Variabel kontrol, bebas, terikat

Variabel Kontrol		Variabel Bebas	Variabel Terikat
Lebar Heat Exchanger	305 mm	Jarak Tube Arah Longitudinal	Jumlah tube
Tinggi Heat Exchanger	305 mm	Jarak Tube Arah Transversal	Jumlah fin
T <sub>hot,in</sub>	133° C	Diameter fin	Panjang tube
T <sub>hot,out</sub>	85° C	Tebal fin	
T <sub>cold,in</sub>	52° C		
T <sub>cold,out</sub>	75° C		
Diameter tube	16.12 mm		
Konduktivitas termal tube	65 W/mK		

➤ **Menghitung Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik**

Tipe aliran pada circular finned tube heat exchanger dirancang dengan tipe cross flow. Sehingga,  $\Delta T_{\text{LMTD}}$  dapat dihitung melalui persamaan:

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

untuk aliran penukar panas tipe *counter*, dilakukan perhitungan

$$\Delta T_{\text{LMTD}}:$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{h,i}} - T_{\text{c,o}} = 406 \text{ K} - 348 \text{ K} = 58 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{h,o}} - T_{\text{c,i}} = 358 \text{ K} - 325 \text{ K} = 33 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{58 \text{ K} - 33 \text{ K}}{\ln \frac{58 \text{ K}}{33 \text{ K}}}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = 44.3 \text{ K}$$

Sedangkan untuk faktor koreksi temperatur (F) didapatkan melalui:

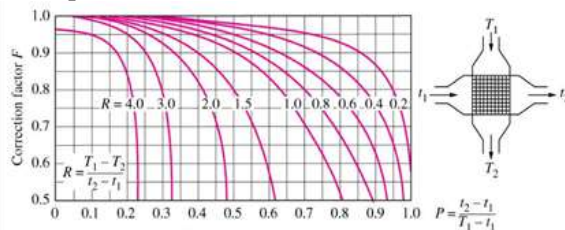
$$\circ R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{406 \text{ K} - 358 \text{ K}}{348 \text{ K} - 325 \text{ K}} = \frac{48 \text{ K}}{23 \text{ K}} = 2.08$$

$$\circ P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

$$P = \frac{348 \text{ K} - 325 \text{ K}}{406 \text{ K} - 358 \text{ K}} = \frac{23 \text{ K}}{48 \text{ K}} = 0.48$$

Berdasarkan gambar 4. Didapatkan bahwa  $F \approx 0.9$   
Sehingga, didapatkan  $F\Delta T_{\text{LMTD}} = 39.89 \text{ K}$ .



**Gambar 4.13** LMTD correction factor for single pass cross-flow with both fluid unmixed.

Dalam merancang alat penukar kalor dengan tipe *circular finned tube*, akan digunakan 10 variasi geometri. Data variasi tersebut dapat dilihat pada tabel 4.18.

**Tabel 4.18** Data Variasi Geometri *Circular Finned Tube*

	CF-8.7-5/8J(a)	CF-8.7-5/8J(b)
Tube arrangement	<i>Staggered</i>	
Tube diameter	16.12	16.12
Transverse tube spacing	30.8	46.21
Longitudinal tube spacing	33.75	33.75
Fin/m	342.5	381.8
Hydraulic diameter	5.4	11.64
Heat transfer area / total volume	323.8	215.5
Fin area/total area	0.862	0.862



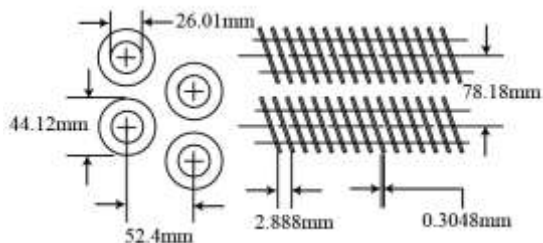
Parameter yang ditentukan

Panjang <i>Heat Exchanger</i>	= 2.2 m
Material plat dan fin	= Cu-Ni (90-10)
Konduktivitas termal	= 65 W/mK (at 473 K)

**Tabel 4.** *Constraint*

Batasan	Besar	Sumber
Pressure sisi tube	30 kPa – 60 kPa	[6]
Pressure sisi fin	2 kPa	[6]

Setelah ditentukan parameter-parameter inti *pre-cooler* yang akan dirancang, jumlah tube perlu dihitung sesuai dengan ruang penempatan *heat exchanger*. Banyaknya jumlah tube yang sesuai dapat dihitung dengan input data awal jarak antar tube. Variasi jarak antar tube merupakan data awal perhitungan yang digunakan untuk menentukan jumlah tube yang sesuai dengan ruang penempatan *pre-cooler*. Layout tube yang digunakan pada *pre-cooler* tersusun secara staggered. Berikut merupakan contoh layout tube pada standard CF-8.7-5/8 J (a).



**Gambar 4.14** Layout Susunan Tube pada CF-8.7-5/8 J (a) (Kays, W.M. London, 1984)

➤ **Menghitung Luasan Perpindahan Panas yang dibutuhkan**

Perhitungan luasan perpindahan panas dilakukan dengan mengasumsikan besarnya U, yaitu  $70 \text{ W/m}^2\text{K}$  [9]. Sehingga,

$$A = \frac{Q}{U F \Delta T_{LMTD}} = \frac{91.9 \text{ kW}}{70 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 39.87 \text{ K}}$$

$$A = 32.92 \text{ m}^2$$

Didapatkan bahwa luasan perpindahan panas yang dibutuhkan untuk memindahkan panas sebesar  $91.9 \text{ kW}$  adalah sebesar  $32.92 \text{ m}^2$ .

➤ **Jumlah Tube**

$$N_T = \frac{A}{\pi D L}$$

$$N_T = \frac{32.92}{\pi (0.016) (2.2)}$$

$$N_T = 240$$

➤ **Dimensi pre-cooler**

Tabel 4.

$N_T$	$N_L$	CF-8.7-5/8J(a)		CF-8.7-5/8J(b)	
		W	H	W	H
240	1	7392	30.8	9015	33.72
120	2	3696	61.6	4507	67.44
80	3	2464	92.4	3005	101.1
60	4	1848	123.2	2253	134.8
47	5	1453	154	1803	168.6
40	6	1232	184.8	1502	202.3
24	10	739.2	308	901.5	337.2
20	12	616	369.6	751	404.6
16	15	492.8	462	601	505.8
12	20	369.6	616	450	674.4
10	24	295.6	770	360	843.2

#### 4.5.1 Analisis Perpindahan Panas dan Pressure Drop sisi Internal (tube)

##### A. Koefisien Konveksi Sisi Internal

Koefisien konveksi sisi internal dapat dihitung dengan mengetahui reynolds number dan nusselt number terlebih dahulu.

##### Reynolds Number

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu Nt} \\ &= \frac{4 \times 0.983 \frac{kg}{s}}{3,14 \times 0,016125 \times 0,000026 \times 240} \\ &= 7695 \end{aligned}$$

##### Nusselt Number

$$\begin{aligned} Nu_D &= 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \\ &= 0.023 (7695)^{4/5} (2.66)^{1/3} \\ &= 39.6 \end{aligned}$$

##### Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu k}{D} \\ &= \frac{39.6 (0.685)}{0.016125} \\ &= 1922 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

##### B. Analisis Pressure drop sisi *tube*

*Pressure drop internal* terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. *Major losses* diakibatkan oleh adanya gesekan di sepanjang *internal tube*. Nilai kekasaran (*e*) diperoleh sebesar 0.01524 mm dengan bahan *Cupronickel*. Sedangkan nilai koefisien gesek (*f*) dapat dicari melalui *moody diagram* dengan kekasaran *tube* fungsi *reynolds number*. Berikut ini merupakan contoh perhitungan *pressure drop* sisi *internal tube*.

- **Major Losses**

Sebelum melakukan perhitungan *pressure drop* maka perlu diketahui terlebih dahulu kecepatan fluida dalam *tube* dengan diketahui panjang *tube* ( $L_T$ ) adalah 2.2 m. Kecepatan udara yang mengalir dalam *tube* dapat dihitung dengan rumus.

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{m}{\rho A N_T} \\
 &= \frac{0.983 \frac{kg}{s}}{983.46 \cdot 93} \\
 &= 0.036 \text{ m/s} \\
 \Delta P &= f \frac{L \rho V^2}{2 D} \\
 &= 0.01 \frac{.983 \cdot 0.036^2}{2 \cdot 0.012125} \\
 &= 2.34 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Total *Pressure Drop* pada *Tube*

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= \Delta P_{\text{major}} \\
 &= 2.34 \text{ kPa} \\
 &= 2.34 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan contoh perhitungan diatas, didapatkan koefisien konveksi dan pressure drop untuk tiap surface designation sebagai berikut:

**Tabel 4.** Hasil Perhitungan *Surface Designation*

Surface Designation	$N_T$	L (m)	V (m/s)	h (W/m <sup>2</sup> K)	$\Delta P$ (kPa)
CF-8.7-5/8J(a)	240	2200	0.036	1912	2.34
CF-8.7-5/8J(b)	240	2200	0.036	1912	2.34

#### 4.5.2 Analisis Perpindahan Panas Sisi Eksternal

Pada bagian eksternal atau luar tube, perpindahan panas yang akan dianalisis adalah perpindahan panas yang terjadi pada air pendingin diluar *tube*.

##### A. Menghitung Koefisien Konveksi Sisi Eksternal

Tahapan perhitungan untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi sisi eksternal berbeda dengan koefisien sisi internal. Pada sisi eksternal, *pre-cooler* menggunakan *extended surface* berupa *circular fins*. Koefisien konveksi sisi eksternal didapatkan dengan nilai J-Colburn yang didapatkan melalui 2 cara:

perhitungan manual atau melalui grafik. Berikut ini adalah contoh perhitungan koefisien konveksi.

Maximum Mass Velocity (G)

$$G = \frac{m}{Aff} = \frac{0.983}{0.44} = \frac{kg}{m^2s}$$

J-colburn Factor

Besar faktor J-colburn didapatkan melalui figur pada kolom lampiran C., didapatkan J-colburn factor sebesar 0.012.

Nilai Koefisien Konveksi Sisi Eksternal (h)

$$\begin{aligned} h &= \frac{J G C_p}{Pr^{2/3}} \\ &= \frac{(0.012)(4.2)(4066)}{2.66^{2/3}} \\ &= 108 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

### C. Efisiensi Fin

Sirip (*fin*) adalah untuk memperluas permukaan benda agar laju perpindahan kalor dapat diperbesar, sehingga proses pendinginan benda dapat dipercepat. Untuk mengetahui besar kalor sesungguhnya yang dilepas sirip dapat dilakukan dengan mengetahui efisiensi sirip atau efektivitas sirip terlebih dahulu. Tipe fin yang digunakan dalam perancangan ini adalah circular fin dengan tahapan perhitungan sebagai berikut:

Fin Parameter (M)

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{\frac{2h}{K_f t_f}} \\ &= \sqrt{\frac{2 (64.75)}{65 (2.54 \cdot 10^{-4})}} \\ &= 118 \text{ m}^{-1} \end{aligned}$$

Efisiensi fin ( $\eta_f$ )

Perhitungan efisiensi *fin* untuk *circular fin* dapat dilakukan dengan menggunakan korelasi Kern dan Kraus seperti berikut:

$$\eta_f = \frac{2r_o}{m(r_c - r_o^2)} \left[ \frac{I_0(mr_o) K_1(mr_o) - K_1(mr_e) I_1(mr_o)}{I_0(mr_o) K_1(mr_e) + I_1(mr_e) K_0(mr_o)} \right]$$

subskrip 0 dan 1 merupakan first-order *Bessel functions* pada ragam pertama dan kedua. *Bessel functions* didapatkan melalui tabel B.1 pada kolom lampiran.  
didapatkan:

$$\eta_f = \frac{2(8 \cdot 10^{-3})}{560,7(14-8)10^{-3}} \left[ \frac{(0,38)(3,5) - (0,95)(0,066)}{(0,38)(0,95) + (0,2183)(1,0209)} \right]$$

$$\eta_f = 0,87$$

Overall Efficiency

$$\begin{aligned}\eta_o &= 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \\ &= 1 - (0,862)(1 - 0,87) \\ &= 0,89\end{aligned}$$

#### ➤ Pressure Drop Sisi Eksternal (Fin)

*Pressure drop* sisi eksternal didapatkan dengan *friction factor* ( $f$ ) dari grafik masing – masing *surface designation*. Nilai  $f$  dapat dicari melalui grafik dengan *friction factor* fungsi *Reynolds Number* berdasarkan grafik yang sesuai dengan *surface designation* CF-8.7-5/8 J (b).

$$\begin{aligned}\Delta P &= \frac{G^2(\rho_i)}{2} [(1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{A_f}{A} \cdot \frac{\rho_i}{\rho_m}] \\ &= \\ &= \frac{4.211^2(8,7)}{2} [(1 + 0,628^2) \left( \frac{990}{970} - 1 \right) + 0,0139 \cdot 0,862 \cdot \frac{8,7}{9,24}] \\ &= 14,6 \text{ kPa}\end{aligned}$$

#### ➤ Hasil Perhitungan Analisis perpindahan panas dan *pressure drop*

Berdasarkan contoh perhitungan diatas, didapatkan koefisien konveksi dan *pressure drop* untuk tiap *surface designation* sebagai berikut:

**Tabel 4.** Hasil perhitungan tiap *surface designation*

Surface Designation	L (m)	h (W/m <sup>2</sup> K)	ΔP (kPa)
CF-8.7-5/8J(a)	2.2	108	14.6
CF-8.7-5/8J(b)	2.2	93	7,8

#### 4.6 Rangkuman

Setelah dilakukan perancangan untuk ketiga jenis *Pre-cooler*, langkah berikutnya adalah membandingkan ketiga desain tersebut untuk menentukan desain optimum yang akan digunakan sebagai pengganti *pre-cooler*.

##### 4.6.1 Analisis Performansi *Shell and Tube* dan *Circular Finned Tube*.

Perbandingan antara *shell and tube* dan *circular finned tube* dilakukan dengan membandingkan kedua tipe *pre-cooler* dengan jumlah *tube* yang hampir mendekati satu sama lain. Pada tipe *shell and tube* terdapat pada variasi pitch tube sebesar 20 mm dan *baffle spacing* sebesar  $0.2 ID_{\text{shell}}$ . Sedangkan untuk tipe *Circular Finned Tube*, telah ditentukan tipe *surface designation* CF-8.7-5/8J(a) sebagai desain yang akan dibandingkan. Berikut adalah data geometri dan hasil analisis perpindahan panas dari kedua tipe *pre-cooler*:

##### A. *Shell and Tube*

Analisis perhitungan untuk mencari performansi *pre-cooler* adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.16** Dimensi *Pre-cooler Shell and Tube*

Komponen	Parameter
<i>Shell</i>	
Diameter <i>shell</i>	374 mm
No. of <i>shell passes</i>	1
<i>Baffle</i>	
<i>Baffle type</i>	<i>Single segmental</i>
<i>Baffle cut</i>	31.5 %
<i>Baffle thickness</i>	15 mm
<i>Tube</i>	
Jumlah <i>tube</i>	145
O.D.	16 mm
Tebal dinding <i>tube</i>	2 mm
Panjang <i>tube</i>	2200 mm
Material	Cu-Ni (90-10)
No. of <i>tube passes</i>	2

Performansi *pre-cooler* akan dianalisis dengan menggunakan metode *Number of Transfer Unit* (NTU). Salah satu nilai untuk menentukan unjuk kerja suatu *heat exchanger* adalah dengan menggunakan *effectiveness*. *Effectiveness* merupakan perbandingan laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum pada *heat exchanger*. Harga *effectiveness* antara 0 sampai 1. Analisis perhitungan untuk mencari performansi *heat exchanger* ditunjukkan sebagai berikut:

➤ **Mencari Kapasitas Panas Fluida**

$$C_h = m_h C_{p,h} = 1.89 \times 1012,2 = 1913.058 \frac{\text{Watt}}{\text{K}}$$

$$C_c = m_c C_{p,c} = 0.983 \times 4066.6 = 3997 \frac{\text{Watt}}{\text{K}}$$

➤ **Mencari *Heat Capacity Ratio* (Cr)**

Dari perhitungan tersebut dapat diketahui bahwa  $C_c > C_h$ , sehingga  $C_{\min} = C_{\text{hot}}$  dan  $C_{\text{maks}} = C_{\text{cold}}$ . Nilai *heat capacity ratio* ( $C_r$ ) antara  $C_{\min}$  dan  $C_{\text{maks}}$  adalah sebagai berikut:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\text{maks}}} = \frac{1913,058}{3997} = 0.49$$

➤ **Mencari *Number of Transfer Unit* (NTU) dan *Effectiveness* untuk tipe Shell and Tube**

$$U = \frac{Q}{N_T A_o \Delta T_{LMTD}} = \frac{91.9 \text{ kW}}{(145)(0.1105)(39.8)}$$

$$= 144.27 \text{ W/m}^2\text{K}$$

*Number of Transfer Unit*

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{(144.27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})(145)(0.1105 \text{ m}^2)}{1913 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

$$= 1.208$$

*Effectiveness*



$$\begin{aligned}\varepsilon &= 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} x \frac{1 + \exp \left[ -(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -(NTU)(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \\ &= 2 \left\{ 1 + 0.47 + (1 + 0.47^2)^{\frac{1}{2}} x \frac{1 + \exp \left[ -(1.208)(1 + 0.49^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -(1.208)(1 + 0.49^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \\ \varepsilon &= 0.61\end{aligned}$$

### B. Circular Finned Tube

Analisis perhitungan untuk mencari performansi *pre-cooler* adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.17** Dimensi *Pre-cooler Circular Finned Tube*

<b>Tube</b>	
Diameter tube	16.12 mm
Tebal dinding tube	2 mm
Panjang tube	2200 mm
Jumlah tube	300
Material	Cu-Ni (90-10)
<b>Fin</b>	
Jumlah fin	52878
Diameter fin	28.02 mm
Tebal fin	0.254 mm
Material	Cu-Ni (90-10)
<b>Shell</b>	
Tinggi	350 mm
Lebar	372 mm

- **Mencari Number of Transfer Unit (NTU) dan Effectiveness untuk tipe Circular Finned Tube.**

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{Q}{N_T A_o \Delta T_{LMTD}} \\
 &= \frac{91.9 \text{ kW}}{(240)(0.111)(39.9)} \\
 &= 86.2 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Number of Transfer Unit} \\
 NTU &= \frac{UA}{C_{min}} \\
 &= \frac{(86.2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})(26.7 \text{ m}^2)}{1913 \frac{\text{W}}{\text{K}}} \\
 &= 1.22
 \end{aligned}$$

#### Effectiveness

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{Cr} \right) (NTU^{0.22}) \{ \exp[-Cr(NTU^{0.78})] - 1 \} \right] \\
 &= 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{0.49} \right) (1.22^{0.22}) \{ \exp[-0.49(1.22^{0.78})] - 1 \} \right] \\
 &= 0.7
 \end{aligned}$$

#### **4.6.2 Perbandingan *Shell and Tube* dan *Circular Finned Tube*.**

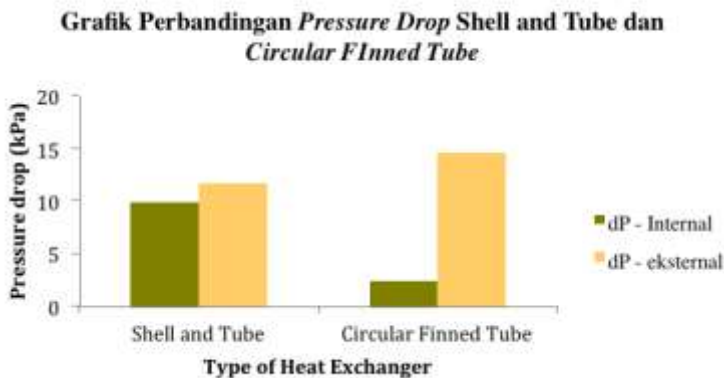
Perbandingan kedua tipe *pre-cooler* dilakukan berdasarkan *heat duty* dan jumlah tube yang sama. Perbandingan keduanya hanya berdasarkan kemampuan masing-masing *pre-cooler* dalam memindahkan panas. Tidak ada perbandingan berdasarkan karakteristik/sifat material. Berikut hasil perbandingan *pre-cooler* melalui tabel:

**Tabel 4.18** Perbandingan *Shell and Tube* dan *Circular Finned Tube*.

Parameter Performansi	<i>Shell and Tube</i>	<i>Circular Finned Tube</i>
Heat Duty	91.9 kW	91.9 kW
Jumlah tube	145	300
Diameter Tube	16 mm	16.12 mm
Panjang tube	2200 mm	2200 mm
$\Delta P_{\text{tube}}$	9.89 kPa	2.34 kPa

$\Delta P_{\text{eksternal}}$	11.7 kPa	14.6 kPa
LMTD	39.3 K	39.8 K
A	15.4 m <sup>2</sup>	32.9 m <sup>2</sup>
U	144.72 W/m <sup>2</sup> K	86.2 W/m <sup>2</sup> K
NTU	1.202	1.22
$\varepsilon$	0.61	0.7

Perbandingan *Pre-cooler* Berdasarkan *Pressure Drop*.

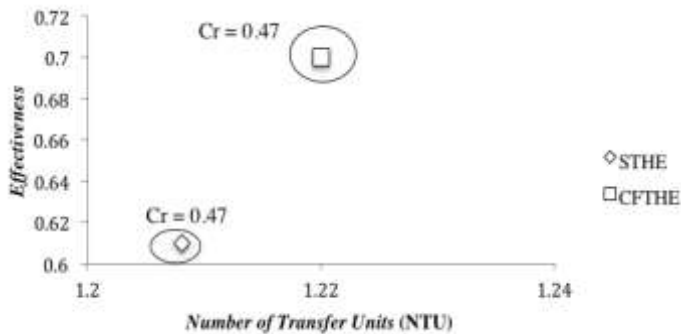


**Gambar 4.15** Grafik Perbandingan *pressure drop* *shell and tube* dan *circular finned tube*.

Terdapat perbedaan penurunan tekanan antara *shell and tube* dan *circular finned tube* pada gambar 6. Berdasarkan penurunan tekanan sisi internal, *shell and tube* memberikan nilai penurunan tekanan yang lebih besar. Hal tersebut dipengaruhi oleh jumlah tube yang terpasang pada heat exchanger lebih sedikit dibandingkan dengan *circular finned tube*. Jumlah tube mempengaruhi besarnya kecepatan yang mengalir pada *tube*. Semakin sedikit jumlah tube yang terpasang, akan semakin besar kecepatan sebuah fluida. Selain itu, salah satu yang mempengaruhi besarnya penurunan tekanan dibandingkan dengan *circular finned tube* dikarenakan terdapat 2 jumlah laluan

*tube* pada *shell and tube*. Sedangkan, pada *circular finned tube* hanya terdapat 1 laluan saja. Laluan pada tube mempengaruhi *head loss* yang terjadi. Pada sisi eksternal atau shell, berdasarkan konstruksinya, shell memiliki *baffle* yang mempengaruhi besarnya perpindahan panas dan *pressure drop*. Sedangkan, *circular finned tube*, berdasarkan konstruksinya, memiliki *fin* yang mempengaruhi besarnya perpindahan panas dan *pressure drop*.

#### Perbandingan Berdasarkan Effectiveness



**Gambar 4.16** Grafik Perbandingan Efektivitas *shell and tube* dan *circular finned tube*.

Berdasarkan gambar 7, disimpulkan bahwa efektivitas yang dimiliki oleh *circular finned tube* lebih baik dibandingkan dengan *shell and tube*. Semakin besar nilai efektivitas suatu alat penukar kalor, kemampuan alat tersebut dalam mentransfer kalor akan semakin baik karena nilai laju perpindahan panas aktualnya akan mendekati jumlah kalor maksimum yang dapat dipindahkan.

#### Perbandingan Berdasarkan Dimensi.

Dalam merancang dan memilih suatu alat penukar kalor, perlu diperhatikan penataan letak alat tersebut. Penataan letak ruang ditentukan oleh dimensi alat penukar kalor. Berdasarkan hasil perhitungan, diketahui dimensi masing-masing pre-cooler adalah sebagai berikut:

Tabel 7. Dimensi *Pre-cooler*

	<i>Shell and Tube</i>	<i>Circular Finned Tube</i>
<b>Posisi HE</b>	Horizontal	Horizontal
<b>Diameter</b>	384 mm	-
<b>Lebar</b>	-	350 mm
<b>Tinggi</b>	-	372 mm
<b>Panjang Shell</b>	2200 mm	2200 mm
<b>Volume</b>	0.33 m <sup>3</sup>	0.286 m <sup>3</sup>

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## LAMPIRAN

### Lampiran A – Thermophysical Properties

**Tabel A.1** *Thermophysical Properties of Materials at 300K*

Metal	Density $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat $c$ (J/kg · K)	Thermal Conductivity $k$ (W/m · K)	Metal	Density $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat $c$ (J/kg · K)	Thermal Conductivity $k$ (W/m · K)
Aluminum				Steel			
Pure	2702	903	237	AISI 1010	7832	434	63.9
Duralumin <sup>a</sup>	2770	875	174	AISI 1042 (annealed)	7840	460	50
Copper				AISI 4130 (hardened)	7840	460	43
Pure	8933	385	401	AISI 302	8055	480	15.1
Bronze (90% Cu, 10% Al)	8800	420	52	AISI 304	7900	477	14.9
Brass (70% Cu, 30% Zn)	8530	380	111	AISI 316	8238	468	13.4
Iron				AISI 347	7978	480	14.2
Pure	7870	447	80.2	AISI 410	7770	460	25
4 C cast	7272	420	51	Titanium			
Inconel X-750	8510	439	11.7	Pure	4500	522	21.9
Nickel, pure	8900	444	91	Ti-6Al-4V	4420	610	5.8
Nichrome (80% Ni, 20% Cr)	8314	460	13	Ti-21Al-2Mn	4510	466	8.4
Hastelloy B	9240	381	12.2				

**Tabel A.2** *Thermophysical Properties of Saturated Liquids*

Liquid	$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m · K)	$c_p$ (J/kg · K)	$\mu \times 10^3$ (Pa · s)	$\beta \times 10^6$ (K <sup>-1</sup> )
Water	273.15	1000	0.569	4217	1.750	-68.05
	280	1000	0.582	4198	1.422	46.04
	290	999.0	0.598	4184	1.080	174.0
	300	997.0	0.613	4179	0.855	276.1
	310	993.0	0.628	4178	0.695	361.9
	320	989.1	0.640	4180	0.577	436.7
	330	984.3	0.650	4184	0.489	504.0
	340	979.4	0.660	4188	0.420	566.0
	350	973.7	0.668	4195	0.365	624.2
	400	937.2	0.688	4256	0.217	896
	500	831.3	0.642	4660	0.118	—
	600	648.9	0.497	7000	0.081	—
	647.3	315.5	0.238	$\infty$	0.045	—



**Tabel A.3** *Thermophysical Properties of Ideal Gas*

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

## Lampiran B – Mathematical Relations and Functions

**Tabel B.1** *Bessel Functions of the First and Second Kind*

$x$	$e^{-x}I_0(x)$	$e^{-x}I_1(x)$	$e^xK_0(x)$	$e^xK_1(x)$
0.0	1.0000	0.0000	$\infty$	$\infty$
0.2	0.8269	0.0823	2.1407	5.8334
0.4	0.6974	0.1368	1.6627	3.2587
0.6	0.5993	0.1722	1.4167	2.3739
0.8	0.5241	0.1945	1.2582	1.9179
1.0	0.4657	0.2079	1.1445	1.6361
1.2	0.4198	0.2152	1.0575	1.4429
1.4	0.3831	0.2185	0.9881	1.3010
1.6	0.3533	0.2190	0.9309	1.1919
1.8	0.3289	0.2177	0.8828	1.1048
2.0	0.3085	0.2153	0.8416	1.0335
2.2	0.2913	0.2121	0.8056	0.9738
2.4	0.2766	0.2085	0.7740	0.9229
2.6	0.2639	0.2046	0.7459	0.8790
2.8	0.2528	0.2007	0.7206	0.8405
3.0	0.2430	0.1968	0.6978	0.8066
3.2	0.2343	0.1930	0.6770	0.7763
3.4	0.2264	0.1892	0.6579	0.7491
3.6	0.2193	0.1856	0.6404	0.7245
3.8	0.2129	0.1821	0.6243	0.7021
4.0	0.2070	0.1787	0.6093	0.6816
4.2	0.2016	0.1755	0.5953	0.6627
4.4	0.1966	0.1724	0.5823	0.6453
4.6	0.1919	0.1695	0.5701	0.6292
4.8	0.1876	0.1667	0.5586	0.6142
5.0	0.1835	0.1640	0.5478	0.6003
5.2	0.1797	0.1614	0.5376	0.5872
5.4	0.1762	0.1589	0.5279	0.5749
5.6	0.1728	0.1565	0.5188	0.5633
5.8	0.1696	0.1542	0.5101	0.5525
6.0	0.1666	0.1520	0.5019	0.5422
6.4	0.1611	0.1479	0.4865	0.5232
6.8	0.1561	0.1441	0.4724	0.5060
7.2	0.1515	0.1405	0.4595	0.4905
7.6	0.1473	0.1372	0.4476	0.4762
8.0	0.1434	0.1341	0.4366	0.4631
8.4	0.1398	0.1312	0.4264	0.4511
8.8	0.1365	0.1285	0.4168	0.4399
9.2	0.1334	0.1260	0.4079	0.4295
9.6	0.1305	0.1235	0.3995	0.4198
10.0	0.1278	0.1213	0.3916	0.4108

**Tabel B.2** *Hyperbolic Functions*

$x$	$\sinh x$	$\cosh x$	$\tanh x$	$x$	$\sinh x$	$\cosh x$	$\tanh x$
0.00	0.0000	1.0000	0.00000	2.00	3.6269	3.7622	0.96403
0.10	0.1002	1.0050	0.09967	2.10	4.0219	4.1443	0.97045
0.20	0.2013	1.0201	0.19738	2.20	4.4571	4.5679	0.97574
0.30	0.3045	1.0453	0.29131	2.30	4.9370	5.0372	0.98010
0.40	0.4108	1.0811	0.37995	2.40	5.4662	5.5569	0.98367
0.50	0.5211	1.1276	0.46212	2.50	6.0502	6.1323	0.98661
0.60	0.6367	1.1855	0.53705	2.60	6.6947	6.7690	0.98903
0.70	0.7586	1.2552	0.60437	2.70	7.4063	7.4735	0.99101
0.80	0.8881	1.3374	0.66404	2.80	8.1919	8.2527	0.99263
0.90	1.0265	1.4331	0.71630	2.90	9.0596	9.1146	0.99396
1.00	1.1752	1.5431	0.76159	3.00	10.018	10.068	0.99505
1.10	1.3356	1.6685	0.80050	3.50	16.543	16.573	0.99818
1.20	1.5095	1.8107	0.83365	4.00	27.290	27.308	0.99933
1.30	1.6984	1.9709	0.86172	4.50	45.003	45.014	0.99975
1.40	1.9043	2.1509	0.88535	5.00	74.203	74.210	0.99991
1.50	2.1293	2.3524	0.90515	6.00	201.71	201.72	0.99999
1.60	2.3756	2.5775	0.92167	7.00	548.32	548.32	1.0000
1.70	2.6456	2.8283	0.93541	8.00	1490.5	1490.5	1.0000
1.80	2.9422	3.1075	0.94681	9.00	4051.5	4051.5	1.0000
1.90	3.2682	3.4177	0.95624	10.000	11013	11013	1.0000

# Lampiran C – Shell/Bundle/Tube Geometries, Heat Transfers, and Pressure Drops Correlations

**Tabel C.1** *Shell dimensions and inside shell diameter for U-tube sheets*

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm <sup>a</sup>			Shell inside diameter D <sub>i</sub> , mm <sup>a</sup>		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4.5		4	159		160
200	219	5.9		4	207.2		211
250	273	6.3		4	260.4		265
300	324	7.1		4	309.8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8.8	6	4	388.4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1 000	1 000		10	6		980	988
1 100	1 100		12	7		1 076	1 086
1 200	1 200		12	7		1 176	1 186

<sup>a</sup> (1) Welded tubing, carbon steel; (2) rolled shells, carbon steel; and (3) stainless steel.

**Tabel C.2** Recommended combinations of shell and tube diameters

$\frac{D_s}{D_t}$	100	200	300	500	700	1000	1500
8							
10							
14							
20							
25							
30							
50							

Not Acceptable for Mechanical Cleaning

**Tabel C.3** *Recommended tube dimensions (metric standard)*

Tube OD, mm	Wall thickness, mm	Tube ID, mm	Outside surface, m <sup>2</sup> /m
6.0	0.5	5.0	0.019
8.0	1.5	5.0	0.025
10.0	1.5	7.0	0.031
(12.1)	1.5	9.0	0.038
14.0	2.0	10.0	0.044
(16.0)	2.0	12.0	0.050
18.0	2.0	14.0	0.057
20.0	2.0	16.0	0.063
(22.0)	2.5	17.0	0.069
25.0	2.5	20.0	0.079
30.0	2.5	25.0	0.094
38.0	2.5	33.0	0.119
44.5	2.5	39.5	0.139
51.0	2.5	46.0	0.160

**Tabel C.4** *Recommended tube layout pitch dimensions*

Tube OD		Pitch ( $L_{tp}$ )		Pitch ratio
in	mm	in	mm	
0.250	6.350	0.312	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	0.525	0.500	12.700	1.330
		0.531	13.494	1.420
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.310
		0.688	17.462	1.380
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.812	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	12.812	1.250
		1.000	25.400	1.330
		1.062	26.988	1.420
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.312	33.338	1.312
		1.375	34.925	1.375
1.250	31.750	1.562	39.688	1.250
1.500	38.100	1.875	47.625	1.250
2.000	50.800	2.500	63.500	1.250

Gambar C.5 Correction factor  $\psi_n$  for estimation number of tubes

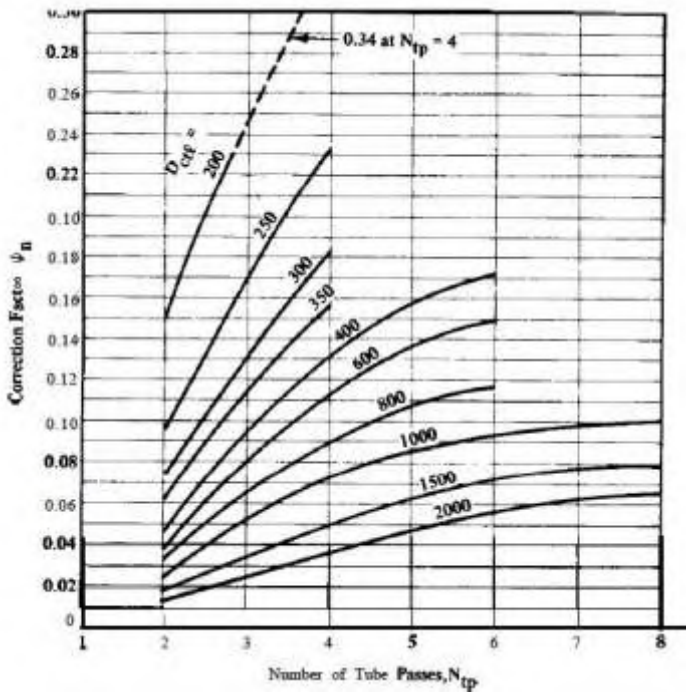
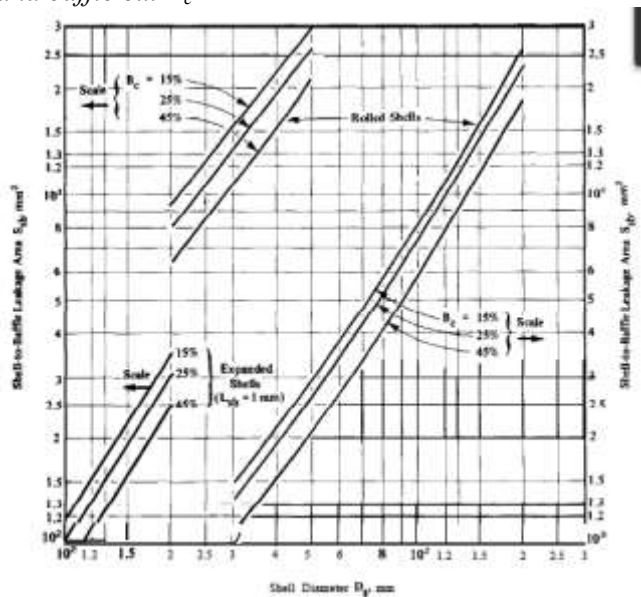


Table C.6 Values of  $F_1$  for Various Tube Diameters and Layouts

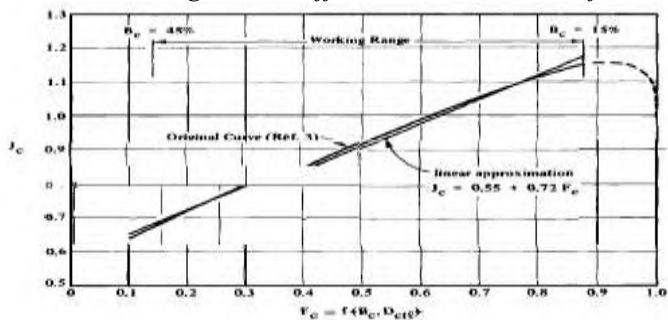
Tube Outside Diameter [in. (mm)]	Tube Pitch [in. (mm)]	Layout	$F_1$
$\frac{5}{8}$ (15.88)	$\frac{13}{16}$ (20.6)	$\rightarrow \nabla$	0.90
$\frac{5}{8}$ (15.88)	$\frac{13}{16}$ (20.6)	$\rightarrow \diamond, \square$	1.04
$\frac{3}{4}$ (19.05)	$\frac{15}{16}$ (23.8)	$\rightarrow \nabla$	1.00
$\frac{3}{4}$ (19.05)	$\frac{15}{16}$ (23.8)	$\rightarrow \diamond, \square$	1.16
$\frac{3}{4}$ (19.05)	1 (25.4)	$\rightarrow \nabla$	1.14
$\frac{3}{4}$ (19.05)	1 (25.4)	$\rightarrow \diamond, \square$	1.31
1 (25.4)	$1\frac{1}{4}$ (31.8)	$\rightarrow \nabla$	1.34
1 (25.4)	$1\frac{1}{4}$ (31.8)	$\rightarrow \diamond, \square$	1.54

Source: Data from Bell (1998).

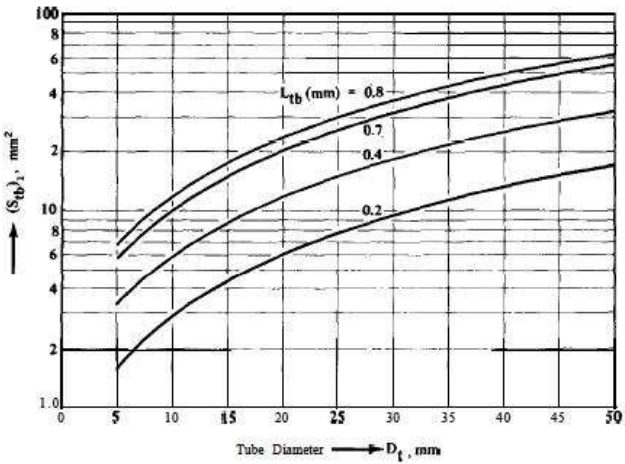
**Gambar C.7** Shell-to-baffle leakage area,  $S_{sb}$ , as a function of  $D_s$  and baffle cut  $B_c$



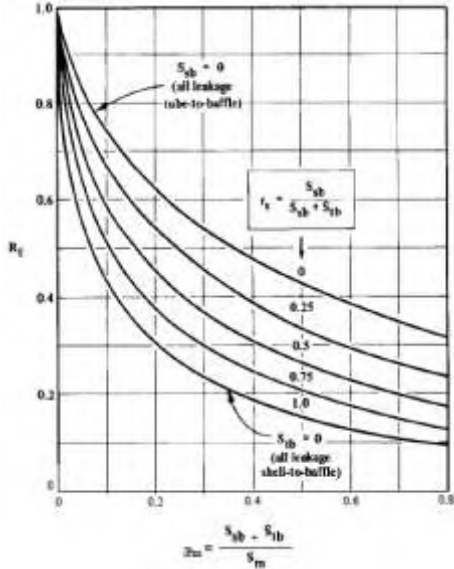
**Gambar C.8** Segmental baffle window correction factor  $J_c$



Gambar C.9 Tube-to-baffle leakage area for single tube,  $S_{tb}$

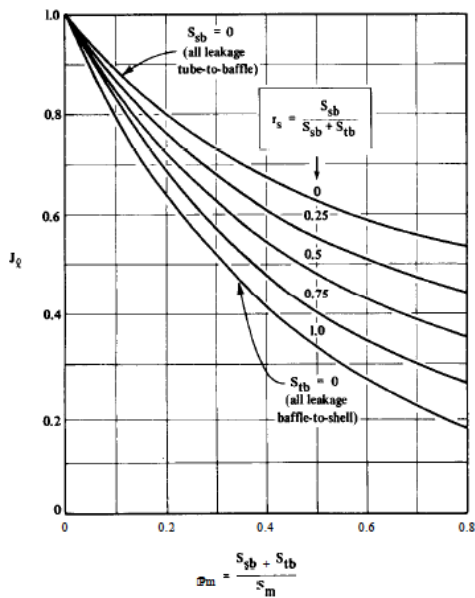


Gambar C.10 Baffle leakage pressure drop correction  $R_l$

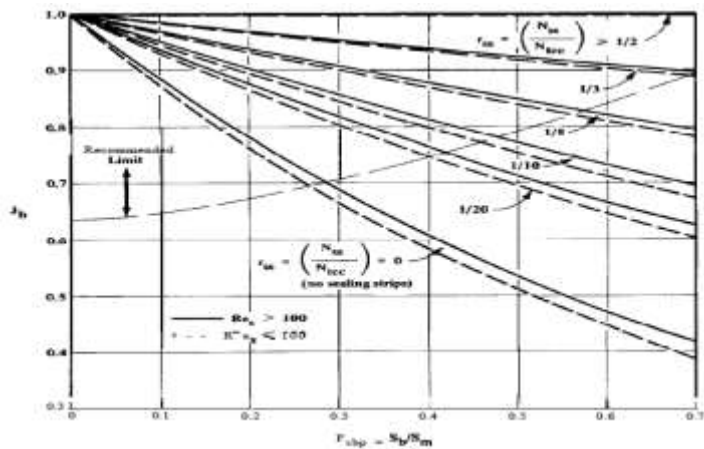




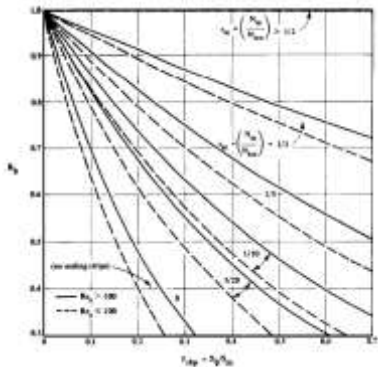
**Gambar C.11** Baffle leakage heat transfer correction factor,  $J_1$



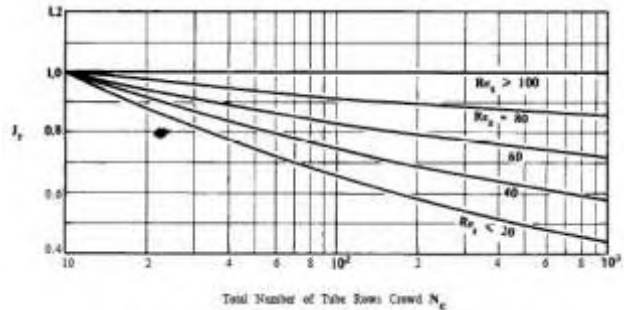
**Gambar C.12** Heat transfer correction factor for shell-to-tube,  $J_b$



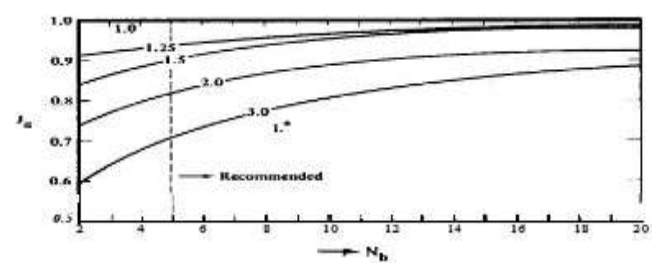
**Gambar C.13** Pressure drop correction factor,  $R_b$ , for shell-to-tube bypass



**Gambar C.14** Heat transfer correction factor,  $J_r$



**Gambar C.15** Unequal inlet/outlet baffle spacing correction factor,  $J_s$

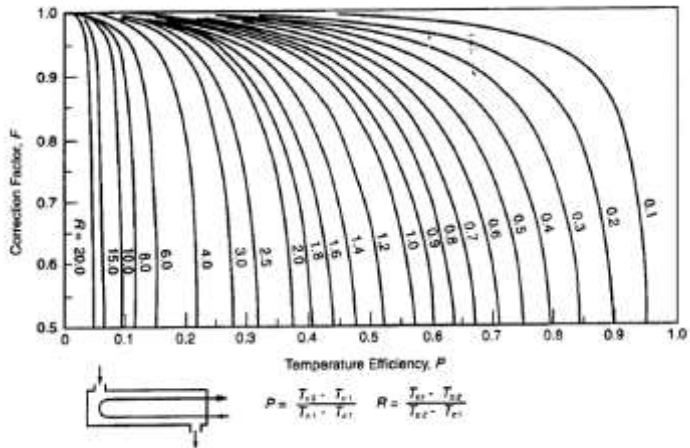


**Gambar C.16** Correlations coefficient for  $J_i$  and  $f_i$

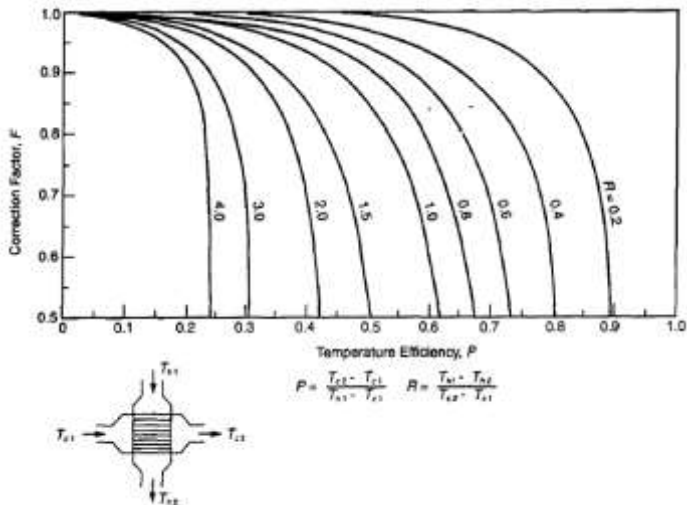
Layout angle	Reynolds number	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	$10^4-10^6$	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	$10^4-10^5$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3-10^2$	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^1-10$	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	$10^4-10^6$	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	$10^4-10^5$	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	$10^3-10^2$	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	$10^1-10$	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90°	$10^4-10^6$	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	$10^4-10^5$	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	$10^3-10^2$	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	$10^1-10$	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

## Lampiran D – LMTD Correction Factor

**Gambar D.1** LMTD Correction Factor for Multipass Tube

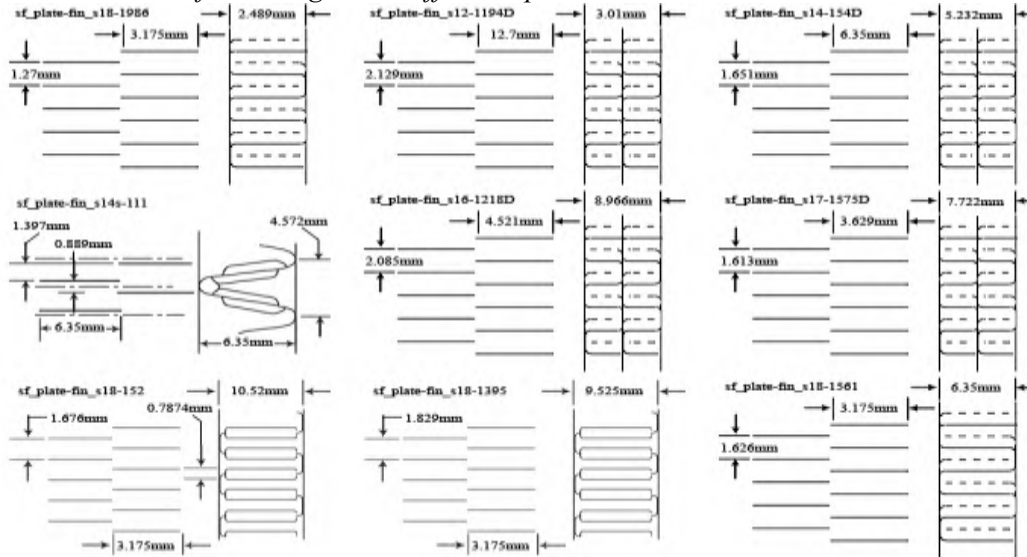


**Gambar D.2** LMTD Correction Factor for Cross Flow

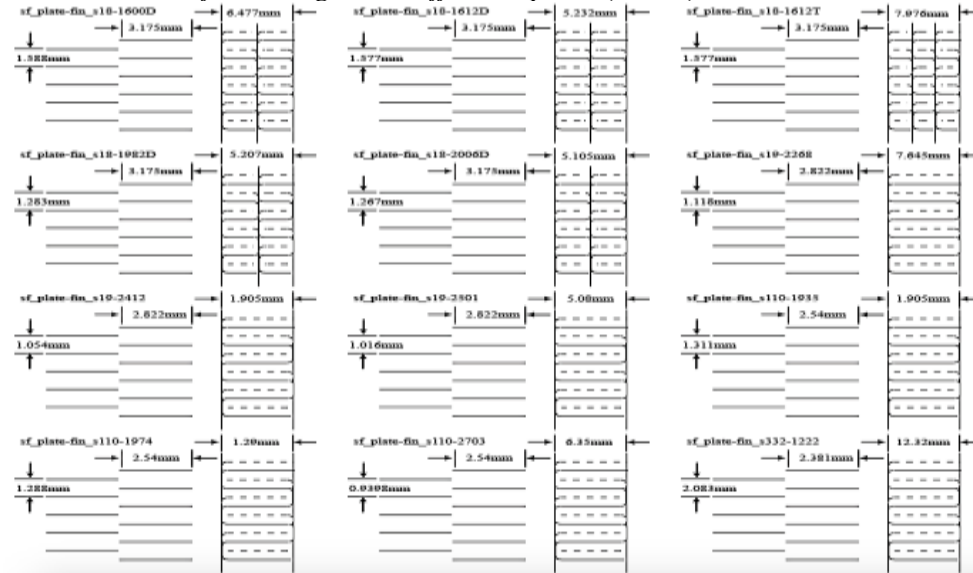


## Lampiran E – Plate Fin and Circular Finned Tube Surface Designation

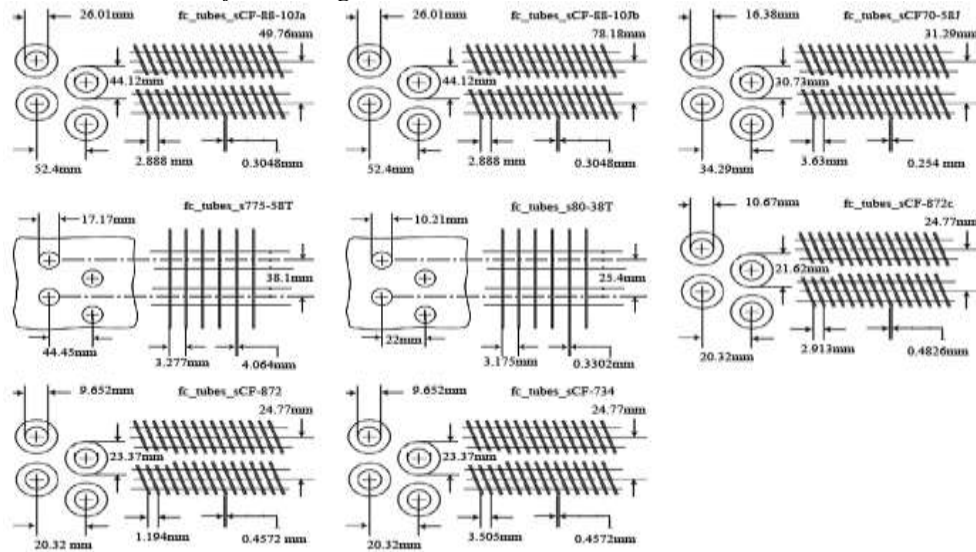
### Gambar E.1 Surface Designation Offset Strip Fin



**Gambar E.2 Surface Designation Offset Strip Fin (cont'd)**



**Gambar E.3 – Surface Designation Circular Finne Tube**







## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perancangan *pre-cooler* dengan tipe *shell-and-tube* dan *circular finned tube*, diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan analisis performa eksisting *pre-cooler*, didapatkan bahwa efektivitas pada *pre-cooler* eksisting adalah 0.592 dan *Number of Transfer Unit* (NTU) sebesar 1.01.
2. Pada perancangan tipe shell and tube, didapatkan bahwa semakin besar pitch ratio akan meningkatkan koefisien perpindahan panas dan pressure drop yang terjadi dalam tube. Sedangkan, baffle spacing akan meningkatkan besar koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* untuk sisi shell. Pada hasil perhitungan didapatkan, desain optimal yang dapat digunakan sebagai pengganti *pre-cooler* eksisting adalah shell and tube dengan pitch 20 mm dan baffle spacing sebesar  $0.2 ID_{\text{shell}}$ .
3. Berdasarkan perhitungan dimensi dan volume kedua *pre-cooler*, dapat dilihat bahwa *shell and tube* memiliki volume yang lebih besar dibandingkan dengan *circular finned tube*. Hal tersebut menandakan bahwa *shell and tube* akan membutuhkan tempat yang lebih luas dibandingkan dengan *circular finned tube*.
4. Desain optimum *pre-cooler* dengan tipe *shell and tube*:
  - Material tube dan shell = Cu-Ni (90-10)
  - Diameter tube = 16 mm, pitch diameter = 20 mm, pitch ratio = 1.25, panjang tube = 2200 mm, diameter shell = 384 mm
  - Jumlah tube = 145
5. Desain optimum *pre-cooler* dengan tipe *circular finned tube*:
  - Material tube dan shell = Cu-Ni (90-10)
  - Diameter tube = 16.12 mm

- $S_T = 30.84 \text{ mm}$ ,
  - $S_L = 33.75 \text{ mm}$ ,
  - $N_T = 16$ ,
  - $N_L = 15$
6. Berdasarkan segi perpindahan panas, *circular finned tube* lebih baik dalam menghantarkan panas. Hal tersebut ditunjukkan melalui nilai efektivitas *circular finned tube* yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shell and tube*.
  7. *Pre-cooler* dengan tipe *circular finned tube* dapat dijadikan sebagai alternatif apabila ditinjau dari segi perpindahan panas, namun perlu diperhatikan pula karakteristik kekuatan material *heat exchanger* tersebut.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perancangan antara lain:

1. Referensi yang khusus membahas tentang *atomizing heat exchanger* / *pre-cooler* jumlahnya masih sedikit. Sehingga, perlu diadakan penelitian lebih lanjut tentang *pre-cooler*.
2. Desain optimum *pre-cooler* masih dapat dikembangkan lagi, sebagai contoh dengan memvariasikan besar potongan *baffle*, bentuk *baffle*, atau kecepatan fluida sampai batas *pressure drop* sisi tube dan *shell* yang diizinkan agar dapat diperoleh hasil yang lebih optimal.
3. Penelitian selanjutnya diharapkan adanya analisis perubahan performa pada sistem secara keseluruhan ketika adanya perubahan performa pada *pre-cooler*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Incorpera, Frank P. dan David P. DeWitt. 2002. Fundamental of Heat and Mass Transfer. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [2] Shah, Ramesh K. and Dusan P. Sekulic. 1998. Fundamental of Heat Exchangers Design. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [3] Kakac, Sadik dan Hongtan Liu. 2003. Heat Exchangers Design: Selection, Design, and Rating. New York: CRC Press
- [4] Thulukkanam, Kuppan. 2013. Heat Exchangers Design Handbook: second edition. Florida: CRC Press
- [5] Schlunder, Ernst U., Kenneth J. Bell, Duncan Chisholm, Frank W. Schmidt, Jerry Taborek, and Algirdas Zukauskas. 1990. Heat Exchanger Design Handbook. London: Hemisphere.
- [6] Kays, M. dan W. London. 1984. Compact Heat Exchangers: 3<sup>rd</sup> Edition. New York: McGraw Hill.
- [7] Fox, W. Robert. 2003. Introduction to Fluid Mechanics: Sixth Edition. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [8] Raju, K. S. 2010. Chemical Engineering Practice: Fluid Mechanics, Heat Transfer, and Mass Transfer. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- [9] HTRI Design Manual. 1997. Heat Transfer Research, Inc. College Station, USA
- [10] TEMA. 1999. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association: 8<sup>th</sup> Edition. New York, USA.
- [11] Aliabadi, Morteza Khosvagt dan Faramarz Hormozi. 2013. *Performance Analysis of Plate-Fin Heat Exchangers: Different Fin Configurations and Coolants*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Vol. 27, 3: 515-525.

- [12] Rathod, M.K., K. Shah Niyati, dan P. Prabhakaran. 2007 *Performance Evaluation of Flat Finned Tube Heat Exchanger with Different Surfaces*. International Journal of Heat Transfer. Vol. 27: 2131-2137.
- [13] Huadon Li Volker Kottke. 1996. *Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement*. International Journal of Mass Transfer. Vol. 41, 10: 1303-1311.
- [14] Alfian, Devia Gahana Cindy. 2013. Re-design High Pressure Heater (HPH) 5 pada PLTU Suralaya. Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya: tidak diterbitkan.



Anggi Raymond Octorius Pardede lahir di Jakarta pada tanggal 10 Oktober 1993. Penulis merupakan anak ke-3 dari 3 bersaudara dari pasangan Surung Washington Pardede dan Linda Yonike Sihombing. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di SD Strada Bhakti Wiyata II (2005), sekolah menengah pertama di SMP Negeri 139 Jakarta (2008), dan Sekolah menengah atas di SMA Negeri 50 Jakarta (2011). Setelah menyelesaikan pendidikan menengah atas tahun 2011, penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur SNMPTN tulis dan lulus pada tahun 2016.

Selama mengenyam pendidikan di jurusan teknik mesin, penulis aktif dalam berorganisasi dan berkegiatan, diantaranya menjadi staff dan pimpinan redaksi di Media Komunikasi Teknik Mesin ITS (DIMENSI) pada tahun 2012-2014 dan pendiri ITS Model United Nations Club pada tahun 2014. Penulis turut aktif dalam berbagai perlombaan, salah satu prestasi yang diraih penulis di bidang non-akademik adalah meraih Best Position Paper Award di Jakarta Model United Nations pada tahun 2015. Selain itu, penulis berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten dan grader Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa (2014-2016). Pada pengerjaan tugas akhir ini, penulis mengambil bidang studi konversi energi. Informasi dan pertanyaan dapat menghubungi penulis melalui email: [arpardede@gmail.com](mailto:arpardede@gmail.com)